

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS
ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA



**DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL
COEFICIENTE DE CONVECCIÓN Y EL
FACTOR DE FRICCIÓN DE UN
INTERCAMBIADOR DE PLACAS**

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

AUTOR: FERNANDO GONZÁLEZ NERGA

TUTOR: D. RUBÉN VENTAS GARZÓN

JULIO, 2008

AGRADECIMIENTOS

Las primeras personas a las que quiero agradecer haber conseguido terminar la carrera son a mis padres y a mi hermano. A mis padres porque ellos siempre me apoyaron para que siguiese estudiando en todo momento, creyendo más ellos que yo en mis propias posibilidades. Y a mi hermano porque él es el verdadero culpable de haber elegido esta carrera, ya que cuando no sabía que hacer, que estudiar y estuve un año trabajando, fue él quien me aconsejó esta carrera y por eso le estaré siempre agradecido por ser siempre un gran apoyo para mí. Tanto mis padres como mi hermano han sido mis grandes referencias y aunque he intentado explicar con palabras lo que significan para mí, no creo que alguien que lo lea logre entender lo que siento hacia ellos.

A mi tutor Don Rubén Ventas Garzón por haberme ayudado siempre que lo he necesitado. Además de aconsejarme y guiarme a lo largo de todo el proyecto, con un trato excelente que hacía las cosas más fáciles, sin duda una gran persona.

A Don Alejandro Zacarías Santiago, compañero de doctorado de mi tutor, por estar siempre cuando se le necesitaba, siendo el primero que dejaba lo que estaba haciendo si le pedíamos alguna ayuda.

También agradecerles a todos mis compañeros de Universidad por estos años tan buenos que nunca olvidaré. Cada compañero de alguna forma me ha aportado algo, no doy ningún nombre porque los que han estado compartiendo clase y momentos conmigo saben quienes son. Aunque a muchos no los volveré a ver, decir a todos que me considero un afortunado de haber podido compartir todos los momentos de la carrera con vosotros.

Por último dar las gracias a todos los profesores que he tenido a lo largo de la carrera y que me han ayudado a finalizar el objetivo que hace cinco años comencé.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. RESUMEN DE CONTENIDO	3
1.2. OBJETIVOS	4
2. MAQUINA DE ABSORCIÓN	5
2.1. CICLO DE ABSORCIÓN FRENTE AL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA.....	6
2.1.1. CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA.....	6
2.1.2. CICLO DE ABSORCIÓN.....	7
2.2. FLUIDOS DE TRABAJO.....	8
2.2.1 PROPIEDADES REFRIGERANTES	8
2.2.2. PROPIEDADES ABSORBENTES.....	8
2.2.3. DISOLUCIONES	9
3.INTERCAMBIADOR DE PLACAS	10
3.1. COMPONENTES.....	12
3.2. TIPOS DISPONIBLES	15
3.2.1. SEGÚN LA FORMA DE UNIÓN DE LAS PLACAS	15
3.2.2. SEGÚN EL FLUJO DE LOS FLUIDOS	16
3.2.3. SEGÚN EL NÚMERO DE PASOS	16
3.2.4. SEGÚN EL NÚMERO DE CIRCUITOS DE REFRIGERANTE.....	17
3.3. GEOMETRÍA PLACA	17
3.4. APLICACIONES.....	19
3.5. VENTAJAS Y LIMITACIONES.....	20
3.5.1. VENTAJAS	20
3.5.2. LIMITACIONES.....	22
4. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	23
4.1. COMPONENTES.....	24
4.2. FUNCIONAMIENTO INSTALACIÓN PARA CARACTERIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS	31
4.3. CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS DEL GENERADOR	34
5. ANÁLISIS TEÓRICO PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS	36

5.1. CÁLCULO COEFICIENTE DE CONVECCIÓN.....	37
5.1.1. MÉTODO DE WILSON MODIFICADO.....	41
5.1.1.1. ANÁLISIS TEÓRICO.....	41
5.1.1.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	44
5.1.1.3. IMPLEMENTACIÓN.....	46
5.1.1.4. CRITERIO DE CHAUVENET.....	53
5.1.1.4.1. APLICACIÓN CRITERIO DE CHAUVENET.....	54
5.1.2. INCERTIDUMBRE DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN	58
5.3. CÁLCULO FACTOR DE FRICCIÓN.....	67
5.3.1. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	71
5.3.1.1. CÁLCULO CAUDAL BOMBA DE ACEITE	72
5.3.2. IMPLEMENTACIÓN	73
5.3.3. CORRELACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN	78
5.3.4. APLICACIÓN CRITERIO DE CHAUVENET.....	80
5.3.5. INCERTIDUMBRE DEL FACTOR DE FRICCIÓN.....	82
5.4. RESULTADOS	88
6. COMPARACIÓN CON OTROS AUTORES	90
6.1. COMPARACIÓN COEFICIENTE DE CONVECCIÓN.....	91
6.2. COMPARACIÓN FACTOR DE FRICCIÓN	105
7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	112
7.1. CONCLUSIONES	112
7.2. TRABAJOS FUTUROS.....	114
8. BIBLIOGRAFÍA.....	115
ANEXO A: Datos iniciales para el cálculo del coeficiente de convección	117
ANEXO B: Propiedades físicas de los fluidos	120
ANEXO C: Programación en Mathcad del método de Wilson con datos iniciales	124
ANEXO D: Datos experimentales para hallar el factor de fricción de Fanning.....	130
ANEXO E: Programación en Mathcad para hallar el caudal de aceite	134
ANEXO F: Programa en Mathcad para calcular el factor de fricción de Fanning.....	136



1. INTRODUCCIÓN

El creciente consumo de energía demandado por la población mundial, convierte en fundamental el estudio y la mejora de diseños de ahorro energético.

En particular las máquinas de absorción han sufrido un crecimiento a lo largo de estos años debido a:

- Su capacidad de aprovechar calores residuales para la producción de frío, ahorrando energía.
- La utilización del calor que ofrecen los paneles solares, u otros medios de producción de energía renovables, con el consiguiente ahorro de dinero, debido a la subida de los combustibles fósiles.
- Menor destrucción del ozono atmosférico y menor incremento del efecto invernadero que el causado por los refrigerantes utilizados por los sistemas de compresión mecánica de vapor. Los sistemas de absorción utilizan como refrigerante el amoníaco o el agua, teniendo ambos un potencial destructor del ozono nulo, siendo cero el potencial del efecto invernadero del amoníaco y el natural el potencial de efecto invernadero del agua.

Por ello hay un aumento en el estudio de las máquinas de absorción. Intentando durante los próximos años continuar desarrollando ésta tecnología mediante mejoras en sus componentes, estudiando nuevas disoluciones...

Un componente importante de la máquina de absorción será el generador de vapor, que será un intercambiador de calor, ya que en él se producirá la transmisión de calor procedente de una fuente exterior con la disolución, para producir vapor de refrigerante.

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el flujo (paralelo o contracorriente) y el tipo de construcción. Según su construcción tendremos dos grandes grupos: los intercambiadores tubulares y los intercambiadores de placas. Los intercambiadores más comunes en la industria son los tubulares (doble tubo y carcasa-tubo), pero cada vez más se está utilizando el intercambiador de placas para muchas aplicaciones de la industria moderna. Las razones principales son la consecución de un coeficiente global mayor, permitiendo construir equipos más compactos, y la facilidad de limpieza.

Al tratarse de una tecnología relativamente nueva y que presenta una gran variedad de placas y geometrías en el mercado, hace que en la bibliografía actual no exista una correlación estándar. Siendo imprescindible una experimentación particular de cada intercambiador para obtener una correcta caracterización del mismo, por lo que hoy en día se trata de un campo que está en continuo estudio.



Por todo lo expuesto anteriormente, durante este proyecto se tratará la caracterización experimental de un intercambiador de calor de placas que actúa como generador de vapor perteneciente a un banco de ensayos de absorción (cuya instalación corresponde al Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid) cuyo objetivo es el estudio de la disolución de nitrato de litio – amoníaco. En el momento de la toma de datos experimentales, la máquina no se encuentra cargada aún con la disolución de nitrato de litio – amoníaco, por lo que en el lado de la disolución el fluido que lo sustituirá será el agua (debido a la similitud de sus propiedades físicas a las de la disolución).

A pesar de ser un generador de vapor la caracterización experimental que se llevará a cabo en este proyecto será sin cambio de fase, ya que será necesario caracterizar experimentalmente primero el intercambiador sin cambio de fase y utilizar los resultados obtenidos para luego caracterizarlo con cambio de fase.

El intercambiador que se caracterizará será el modelo AlfaNova 76, de la marca ALFANOVA. Los fluidos para los cuales se caracterizará el intercambiador serán: aceite (para el lado caliente) y agua (para el lado frío), con una disposición de flujo en contracorriente.



1.1. RESUMEN DE CONTENIDO

El proyecto se desarrolla a lo largo de siete capítulos y seis anexos. A continuación se detalla la información contenida en cada uno de ellos.

El *Capítulo 1* corresponde a la introducción a este proyecto, explicándose los objetivos que se quieren alcanzar con él y realizando una breve descripción de la estructura del proyecto.

En el *Capítulo 2* se ofrece una visión global de la máquina de absorción, funcionamiento, comparación con ciclo de compresión mecánica y características de los fluidos de trabajo.

Dentro del *Capítulo 3* se expone información sobre los intercambiadores de placas, ya que será el tipo de intercambiador que se caracterizará durante este proyecto. Se realizará una descripción de los aspectos más interesantes de los intercambiadores de calor a lo largo de los capítulos en los que se subdivide el capítulo 3.

En el *Capítulo 4* se hace referencia al banco de ensayos de absorción al cual pertenece el intercambiador de placas (generador de vapor) que se caracterizará en este proyecto. Se comienza con un enfoque general de la instalación para pasar a explicar a continuación durante el capítulo de forma detallada la parte de la instalación que nos interesará para caracterizar el intercambiador.

Una vez definido teóricamente el proyecto, el *Capítulo 5* comprende la caracterización del intercambiador de placas mediante los datos hallados experimentalmente. Este capítulo consta de dos grandes bloques, el cálculo del coeficiente de convección y la obtención del factor de fricción a partir de los datos experimentales.

Durante el *Capítulo 6* se comparará los resultados hallados para el intercambiador de placas caracterizado experimentalmente en este proyecto con los ofrecidos por otros autores.

El *Capítulo 7* recoge las conclusiones a las que se llega tras haber realizado el proyecto y se plantean posibles trabajos futuros para completar este proyecto.

Finalmente, en los anexos se ha añadido información complementaria y aclaratoria sobre ciertas partes de este proyecto. En el *Anexo A, B y D* se recogen una serie de tablas, que contienen los datos experimentales a partir de los cuales se caracterizará el intercambiador. Por último en el *Anexo C, E y F* se encuentran los programas de Mathcad usados en los cálculos para conseguir la caracterización del intercambiador de placas de este proyecto.



1.2. OBJETIVOS

- Hallar los coeficientes de convección frío y caliente para el intercambiador de placas que se caracterizará experimentalmente, mediante las correlaciones del Nusselt ($Nu = f(Re, Pr)$).
- Hallar el factor de fricción de Fanning para el intercambiador de placas que se caracterizará experimentalmente en función del número de Reynolds ($f = f(Re)$).
- Comprobar que se ajustan los resultados experimentales del coeficiente de convección frío y caliente y el factor de fricción de Fanning con los ofrecidos por otros autores.



2. MAQUINA DE ABSORCIÓN

Las máquinas de absorción son sistemas para la producción de frío mediante producción de calor. Por ejemplo el calor producido en las plantas de cogeneración y el calor residual de los motores térmicos, son fuentes de calor que pueden ser utilizados para alimentar a las máquinas de absorción.

Las primeras noticias que se tienen de una máquina de absorción usada para la refrigeración fue en el año 1774 construida por Nairne, posteriormente el diseño sería perfeccionado por Carré en la segunda mitad del siglo XIX. Hasta la década de 1950 prácticamente el diseño no sufre variaciones.

Entre 1940 y 1950 las máquinas de absorción caen en desuso por el auge de los refrigerantes halogenados y de la energía eléctrica barata que permitió el desarrollo de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica. Sería a partir de 1970 cuando las máquinas de absorción vuelven a comercializarse, en el sector del aire acondicionado de grandes edificios (sobre todo en Estados Unidos y Japón), debido al aumento del precio de la energía eléctrica y por las limitaciones impuestas en el uso de los refrigerantes tradicionales.

Los sistemas de absorción pueden ser de simple efecto, doble efecto, triple efecto, etc. En este proyecto sólo se estudian los primeros ya que el banco de ensayos trata de simular un sistema de simple efecto.



2.1. CICLO DE ABSORCIÓN FRENTE AL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA

A continuación se explicará el ciclo de compresión mecánico y el ciclo de absorción para poder ver sus diferencias. El ciclo de absorción será el que interesará estudiar, ya que el banco de ensayos con el que se trabaja, simulará dicho ciclo.

2.1.1. CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA

El esquema del ciclo de refrigeración por compresión mecánica y la evolución del fluido refrigerante en un diagrama P-h quedan reflejados en la figura 1.

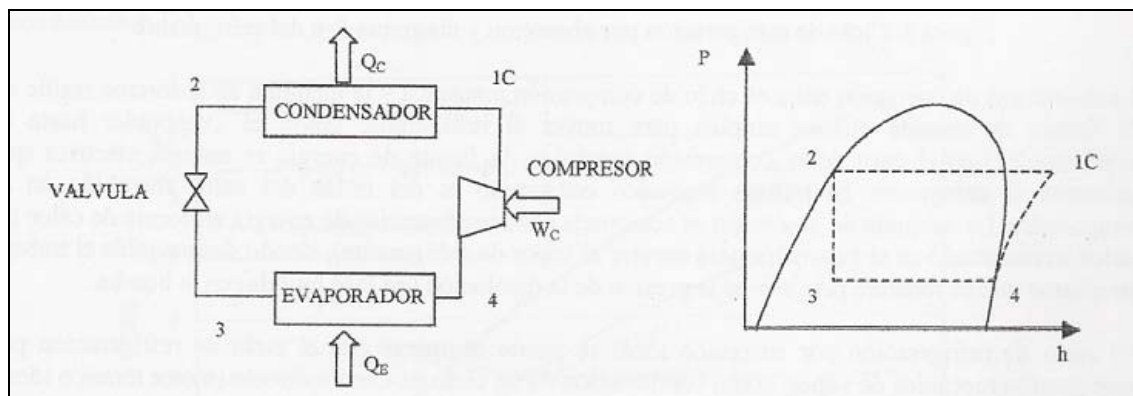


Figura 1. Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor
(referencia [1] de la bibliografía)

El efecto de refrigeración tiene lugar en el evaporador, donde el refrigerante se evapora y absorbe el calor del espacio a enfriar. Posteriormente, en estado de saturación o ligeramente recalentado (4), es comprimido hasta la presión de operación del condensador. Esta presión viene definida por la temperatura en el ambiente exterior, hacia donde se rechaza el calor de condensación. Una válvula de expansión se encarga de llevar el refrigerante desde el estado de líquido saturado, a la salida del condensador (2), hasta la presión en el evaporador.



2.1.2. CICLO DE ABSORCIÓN

Una máquina de refrigeración por absorción sustituye el compresor mecánico por un compresor termoquímico, constituido por dos intercambiadores de calor y masa, el absorbedor y el generador (cada uno a la presión del evaporador y del condensador, respectivamente); una bomba y una válvula de expansión. El esquema del ciclo de refrigeración por absorción y diagrama P-h del refrigerante son los representados en la figura 2.

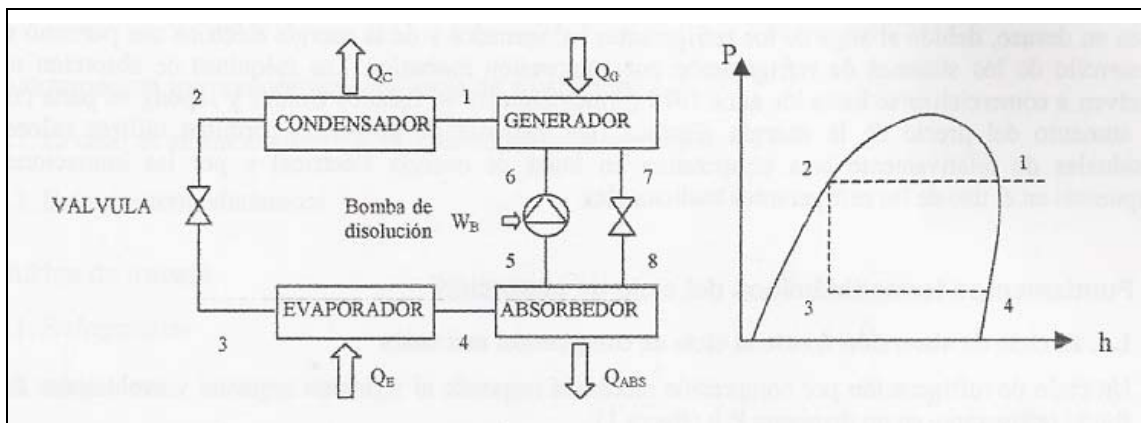


Figura 2. Ciclo de refrigeración por absorción
(referencia [1] de la bibliografía)

Por los componentes del compresor termoquímico circulará una disolución compuesta por el refrigerante y un absorbente, afín al refrigerante. En el absorbedor, el vapor de refrigerante a la salida del evaporador se disuelve en la disolución. A la salida del absorbedor (5), la disolución (que tendrá una concentración rica en refrigerante) se bombea hasta la presión del condensador mediante la bomba de disolución. En el generador, se hace hervir la disolución (mediante un aporte de calor), que permite la separación del componente más volátil de la mezcla (el refrigerante), que en forma de vapor sobrecalentado (1) es enviado hacia el condensador. De este modo, a continuación, el refrigerante realiza los procesos de condensación, expansión y evaporación, de igual forma a como lo hace en un ciclo de compresión mecánica. En el generador, el resto de la disolución (con una concentración menor en refrigerante (7)) es devuelta al absorbedor, a través de una válvula para reducir su presión. Esta disolución vuelve a absorber el vapor de refrigerante procedente del evaporador (4). Este proceso libera una cierta cantidad de vapor.

La diferencia entre el ciclo de compresión mecánica y el de absorción reside en la fuente de energía que se emplea para mover el refrigerante desde el evaporador hasta el condensador. Para la compresión mecánica, la fuente de energía es la energía eléctrica necesaria para el compresor y para la absorción se trata de transferencias de energía en forma de calor (el calor suministrado en el generador para separar el vapor de refrigerante), siendo despreciable el trabajo mecánico que se requiere para elevar la presión de la disolución (en fase líquida) en la bomba.



2.2. FLUIDOS DE TRABAJO

(referencia [1] de la bibliografía)

Para poder resolver el ciclo de absorción debemos saber las propiedades de los fluidos de trabajo, refrigerantes y absorbentes, con ello se determinará los pares refrigerante-absorbente.

2.2.1 PROPIEDADES REFRIGERANTES

- Alto calor latente de cambio de fase: el agua y el amoníaco tienen un alto calor latente de cambio de fase (en torno a 10 veces el de los refrigerantes halogenados).
- Presiones de operación no muy altas, ni muy bajas. Las presiones de operación de cada refrigerante dependen de la aplicación, a través de la relación entre la presión y la temperatura de saturación.
- Bajo volumen específico del vapor.
- Baja viscosidad, alta conductividad.
- Debe ser estable, no inflamable y que no sea tóxico, ni peligroso. En el caso del NH_3 está clasificado como de clase II (refrigerante de media seguridad), por lo que su uso está algo restringido.
- Precio y disponibilidad.

2.2.2. PROPIEDADES ABSORBENTES

- Alta afinidad con el refrigerante que va a disolver.
- Punto de ebullición alto, superior al del refrigerante.
- Estable, poco tóxico y barato.



2.2.3. DISOLUCIONES

Los ciclos de absorción utilizan normalmente las disoluciones agua-amoniaco ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$) y bromuro de litio-agua ($\text{BrLi}-\text{H}_2\text{O}$). En el primer caso el agua es el absorbente y el amoníaco el refrigerante. En el segundo, el bromuro de litio es el absorbente y el agua el refrigerante. El amoníaco y el agua son refrigerantes que no destruyen el ozono atmosférico ni contribuyen al efecto invernadero directo. Pueden sustituir a todos los refrigerantes orgánicos en el rango de temperaturas -50°C a $+50^\circ\text{C}$: el agua a temperatura mayor que cero y el amoníaco desde -60°C .

El banco de ensayos donde se simula el ciclo de absorción se estudiará la disolución nitrato de litio-amoniaco ($\text{LiNO}_3-\text{NH}_3$), donde el nitrato de litio es el absorbente y el amoníaco el refrigerante.

Las características más destacadas de ambas disoluciones son las siguientes:

Bromuro de Litio – Agua (referencia [1] de la bibliografía)

El bromuro de litio es una sal de color blanca, con una temperatura de ebullición ($\approx 2.200^\circ\text{C}$) muy superior a la del agua, por lo que la separación en el generador no es difícil. Presenta el inconveniente de ser altamente corrosiva. Aunque es miscible con el agua en concentraciones superiores al 60%, presenta un límite de solubilidad a concentraciones superiores al 65%, dependiendo de la temperatura, que se manifiesta en la formación de cristales.

Agua – Amoniaco (referencia [1] de la bibliografía)

El amoníaco es altamente soluble en agua, a cualquier temperatura, y en cualquier concentración, por lo que no presenta problemas de cristalización. Sin embargo, la mezcla agua – amoníaco presenta el inconveniente de que las presiones de vapor de ambos constituyentes son relativamente semejantes, por lo que el vapor de amoníaco separado en el generador suele ir acompañado de una cierta fracción de vapor de agua. Debido a este inconveniente, la tecnología de las máquinas de agua – amoníaco incorporan un dispositivo adicional a la salida del generador en el que se lleva a cabo una destilación, con el fin de evitar que el agua llegue al condensador. Por lo que la máquina es más complicada de construir y su eficiencia es menor.

Nitrato de litio – Amoniaco

Se trata de una disolución que no se encuentra muy extendida y aun se están estudiando las propiedades del nitrato de litio como absorbente. El nitrato de litio – amoníaco tiene como ventaja que las presiones de vapor de ambos no presentan problemas al separarse en el generador el vapor de amoníaco. Por tanto no es necesario ningún dispositivo adicional como en el caso del agua – amoníaco, eliminando el problema que presentaban estas disoluciones.



3.INTERCAMBIADOR DE PLACAS

El intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de manera eficiente de un fluido a otro, estando separados estos por una barrera sólida o encontrándose en contacto. Según la forma de trabajo para conseguir transferir calor, se tendrá la siguiente clasificación:

- **Regeneradores:** los dos fluidos pasan alternativamente a través de la misma superficie, primero lo hace el fluido caliente y seguidamente el frío intentando que se produzca la menor mezcla física entre las dos corrientes.
- **Mezcladores o de contacto directo:** dispositivos en los cuales las corrientes (fría y caliente) fluyen hacia una cámara abierta donde se produce una mezcla física completa, obteniéndose una sola corriente. Por ejemplo las torres de refrigeración son de este tipo.
- **Recuperadores:** son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes fluidas involucradas están separadas entre sí por una pared termoconductora por la cual se transmitirá el calor del medio caliente al frío. La transferencia de calor será por convección y conducción. Dentro de los recuperadores se puede hacer una segunda clasificación atendiendo a su construcción (referencia [15] de la bibliografía).
 - Intercambiadores compactos, los que están hechos basándose en placas o láminas paralelas (intercambiadores de placas, de espiral y laminar).
 - Intercambiadores tubulares, su fabricación esta basada en tubos (intercambiadores de doble tubo y carcasa-tubo).
 - Intercambiadores misceláneos, presentan diferentes configuraciones según el requerimiento específico (chaqueta, enfriador por goteo...).

En el siguiente capítulo se analizará con más detalle el intercambiador de placas, puesto que será el tipo de intercambiador que se caracterizará en este proyecto.

En muchas aplicaciones de la industria moderna el intercambiador de calor de placas ha desplazado al tradicional de tipo tubular, por dos razones principales:

- El coeficiente de transferencia de calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.
- Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos de intercambiadores de placas no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.



El intercambiador de placas se empezó a utilizar en la década de 1930 para el tratamiento y la pasteurización de la leche. En un principio este tipo de intercambiador se usó para satisfacer la necesidad de contar con un equipo de fácil limpieza, sin irregularidades ni rincones donde se pudieran albergar bacterias ni se fomentara su desarrollo, requisito básico de sanidad para esta industria. Además, la elaboración de este producto, requiere de elevados coeficientes de transferencia de calor para que el tiempo de residencia, especialmente a altas temperaturas, sea mínimo. Con el transcurso del tiempo se reconoció que las características de esos primeros diseños se podrían aplicar a otras industrias que manejan líquidos, ya sea como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de una planta. De esta manera el intercambiador de calor de placas se ha introducido en múltiples aplicaciones industriales. Hoy en día son ampliamente utilizados en aquellos sistemas que trabajan a temperaturas comprendidas entre -40°C y 250°C y a presión inferior a 30 bar (referencia [3] de la bibliografía).

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente (figura 3).

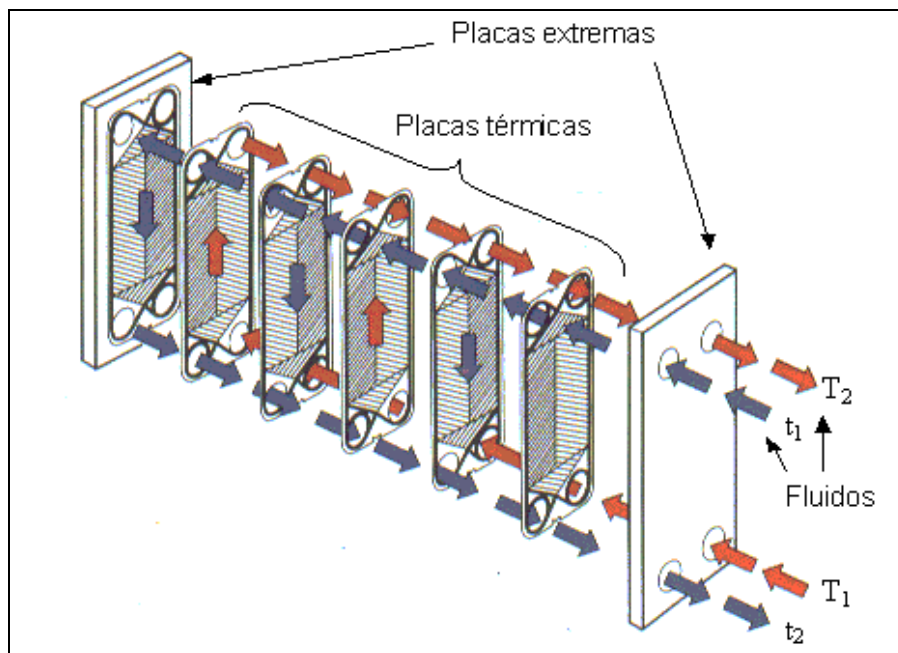


Figura 3. Flujos en un intercambiador de placas
(referencia [15] de la bibliografía)



3.1. COMPONENTES

Un intercambiador de placas consiste en una pila de placas de metal corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo, los componentes principales de un intercambiador de placas se muestran en la figura 4.

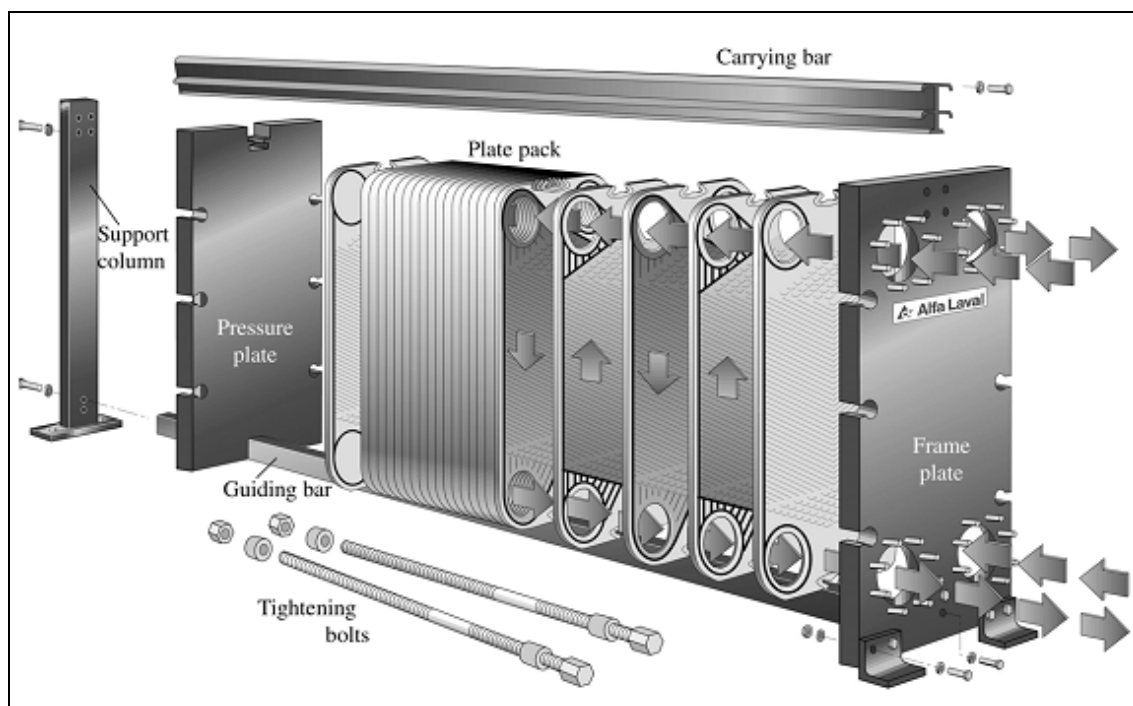


Figura 4. Partes de un intercambiador de placas
(referencia [2] de la bibliografía)

Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales:

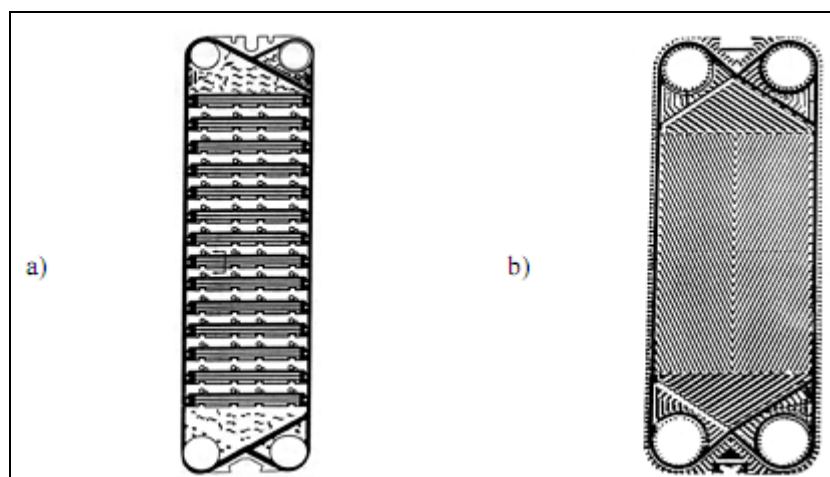
- **Bastidor** (referencia [3] de la bibliografía).

Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas. Sus componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado, y que se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.



- Placas

Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0.6 mm y 1 mm. Con el objeto de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25 m/s a 1 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de carcasa-tubo). Existen varias formas para las corrugaciones pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “intermating” y tipo “chevron”, figura 5. Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.



**Figura 5. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo “Intermating”,
b) corrugaciones tipo “Chevron”**
(referencia [3] de la bibliografía)

Las corrugaciones son resaltes que forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes se apoyan por presión unos sobre otros o bien están soldadas entre ellas. Cada placa se sitúa enfrente de otra girada 180° respecto a la primera, como se puede apreciar en la figura 6, para placas de corrugaciones tipo “Chevron”.

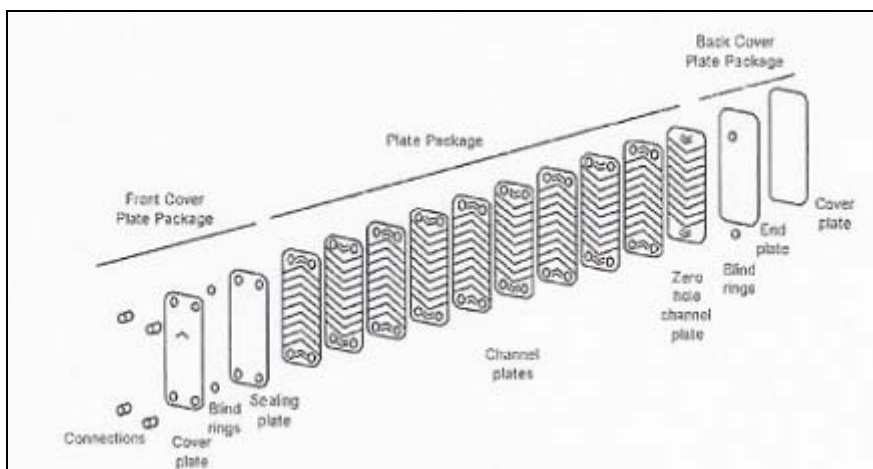


Figura 6. Colocación placas tipo “chevron”
(referencia [4] de la bibliografía)

La forma de las corrugaciones generan turbulencias que mejoran la transferencia de calor. Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubo de decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes. En la figura 7 se muestra los canales por donde pasa el fluido frío y el caliente.

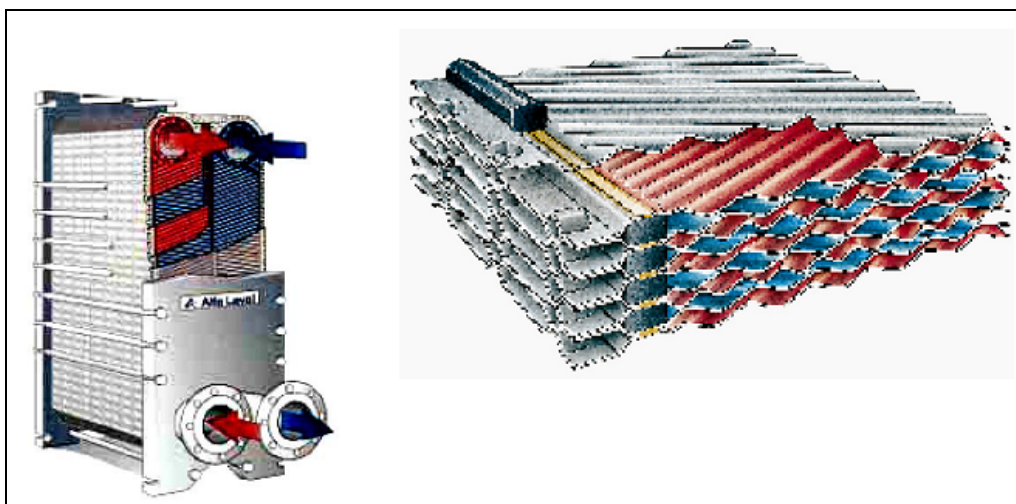


Figura 7. Apilamiento de las placas. En rojo se muestra los canales por los que circula el fluido caliente y en azul el fluido frío
(referencia [3] de la bibliografía)

El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.



3.2. TIPOS DISPONIBLES

Existen varios tipos de intercambiadores de placas que se pueden clasificar de varias formas (referencia [3] de la bibliografía).

3.2.1. SEGÚN LA FORMA DE UNIÓN DE LAS PLACAS

- *Mediante juntas (1)*: Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente.
- *Soldado (2)*: Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Pueden trabajar hasta presiones de unos 30-32 bares. Por el contrario, presentan el inconveniente principal de que no pueden ser desmontados para su limpieza. Además ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas.
- *Semisoldado (3)*: Los intercambiadores semisoldados combinan la flexibilidad y servicio de los intercambiadores de junta con la seguridad contra rotura de los soldados. Este tipo de intercambiadores consisten en un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas. Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo hace por el sellado con las juntas. De esta manera tenemos que los canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.

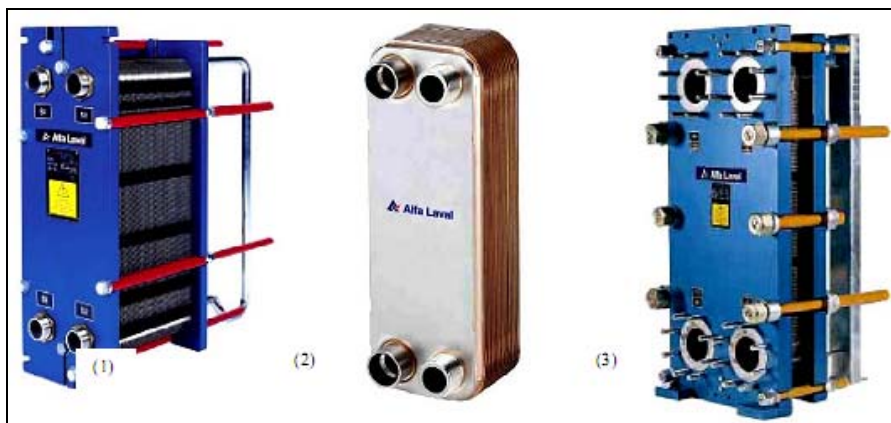


Figura 8. Tipos de intercambiadores de placas según la forma de unión de las placas
(referencia [3] de la bibliografía)



3.2.2. SEGÚN EL FLUJO DE LOS FLUIDOS

- *Flujo paralelo*: ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido. Se utilizan poco.
- *Flujo contracorriente*: el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro. Son los que se utilizan normalmente. La transferencia de calor en este intercambiador es más efectiva que la del anterior.

3.2.3. SEGÚN EL NÚMERO DE PASOS

- *Un paso*.
- *Varios pasos* (por lo general dos): pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

Los que funcionan en contracorriente son de un paso. En el caso de dos pasos, por uno de ellos los fluidos trabajan en contracorriente, mientras que el segundo paso los fluidos circulan en paralelo, figura 9.

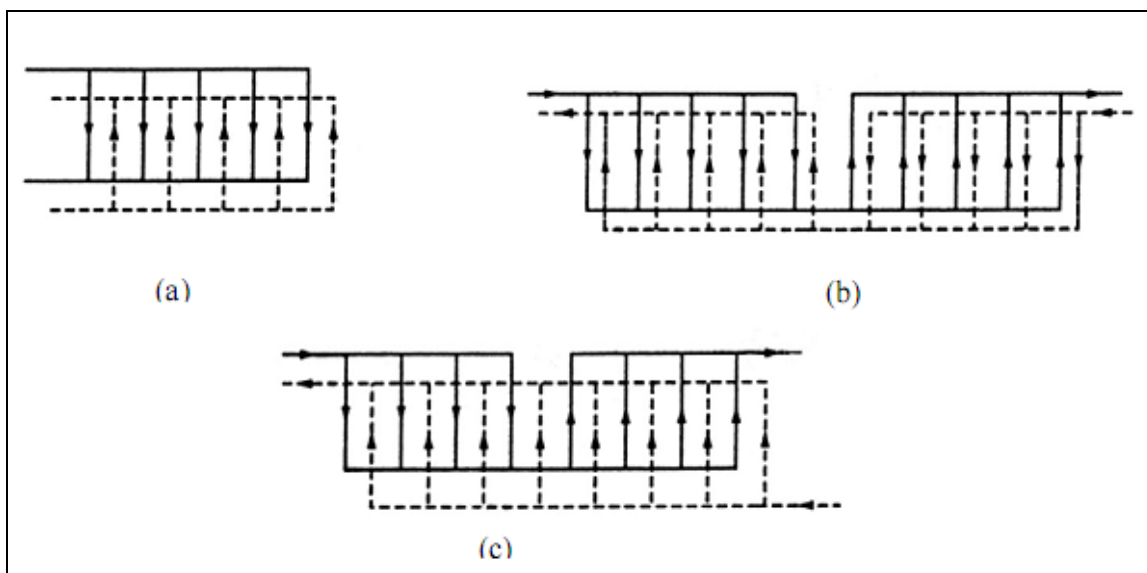


Figura 9. (a) Un paso contracorriente; (b) Dos pasos-dos pasos contracorriente;
(c) Un paso-dos pasos (el primero contracorriente y el segundo paralelo)
(referencia [3] de la bibliografía)



3.2.4. SEGÚN EL NÚMERO DE CIRCUITOS DE REFRIGERANTE

- *Simple*: tenemos tan solo un circuito por el que circula el refrigerante.
- *Doble*: el refrigerante se distribuye a través de dos circuitos que son independientes. Los beneficios respecto a usar dos unidades en paralelo o en serie son la simplicidad y mejor control de la temperatura del fluido de trabajo y el menor coste de tuberías y conexiones, figura 10.

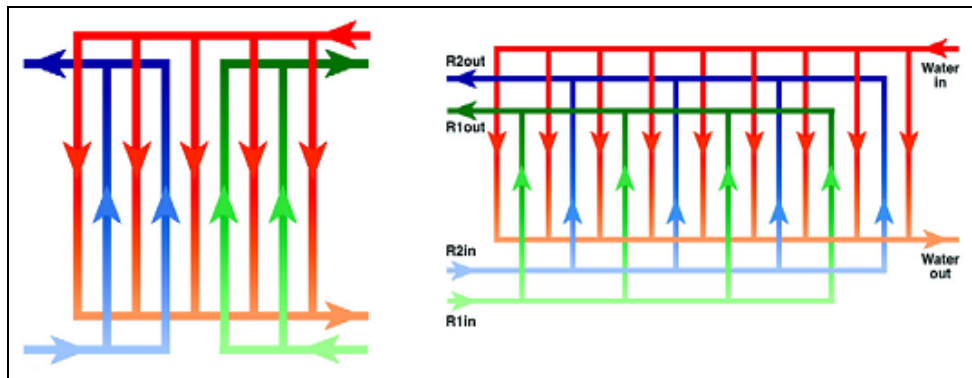


Figura 10. Ejemplos de intercambiadores con doble circuito de refrigerante
(referencia [3] de la bibliografía)

3.3. GEOMETRÍA PLACA

El diseño general de los intercambiadores de calor de placas permite un número casi infinito de combinaciones de parámetros geométricos para la placa. A continuación, sólo la geometría más común será cubierta (referencia [4] de la bibliografía).

Como ya se comentó en el apartado de componentes, existen dos tipos de placas según la corrugación que presenten. El modelo más utilizado es el tipo “chevron” y ya que será también el tipo de corrugación que presente las placas del intercambiador que se caracterizará, se explicará la geometría de una placa basándonos en este tipo. La geometría de cada placa es determinada por la forma y el tamaño de las corrugaciones. La corrugación es por lo general sinusoidal y se puede identificar por los siguientes parámetros (figura 11):

- ángulo de “chevron” respecto de la vertical, φ
- ángulo de “chevron” respecto de la horizontal, β
- profundidad corrugación, b
- paso entre corrugaciones, Λ
- radio de curvatura, R

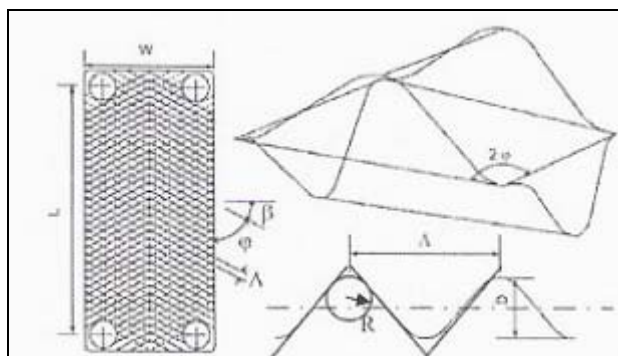


Figura 11. Parámetros geométricos de una placa
(referencia [4] de la bibliografía)

De estos cuatro parámetros el más determinante es el ángulo de “chevron”, ya que la mayor parte de intercambiadores de calor de placas del mercado tienen profundidades y un paso entre corrugaciones similares, mientras que los ángulos de “chevron” varían según el uso. El ángulo de “chevron” es bastante importante para la transferencia de calor y la presión, puesto que ambos aumentan con el ángulo. La tabla 1 muestra los valores máximos y mínimos de estos parámetros actualmente encontrados en el mercado.

Tabla 1. Valor de los parámetros de corrugación de una placa

Parámetro	Min.	Max.	Unidades
φ	30	65	grados
b	1.2	5	mm
Λ	7	15	mm
R	3	4	mm

(referencia [4] de la bibliografía)

Para la estructura total de un intercambiador de placas, los parámetros más importantes son la altura, L (la distancia vertical entre la entrada y la salida, figura 11), la anchura de placa, W (figura 11), el número de placas, N, y la distancia entre placas, b. La distancia entre placas y la profundidad de una corrugación se denominan ambos parámetros mediante la letra “b”. Para evitar confusiones siempre que aparezca la letra “b” haciendo referencia a un parámetro se referirá a la distancia entre placas ya que será un parámetro que se utilizará más adelante. Parámetros adicionales son el tamaño y la posición de los puertos de entrada y salida de los fluidos, el modelo de placa alrededor de los puertos, y el diseño y la ubicación de cualquier contracción al flujo en la entrada al canal entre dos placas. En el mercado los intercambiadores se diferencian principalmente por estos últimos parámetros, al no encontrarse tan definidos.



3.4. APLICACIONES

Actualmente los intercambiadores de placas están entrando en casi todos los campos de la transferencia de calor. Por sus ventajas son ampliamente utilizados, salvo en aquellas aplicaciones en las que la temperatura, la presión o los caudales son muy elevados.

A continuación se exponen diversos ejemplos de aplicaciones (referencia [3] de la bibliografía):

- Industria alimentaria. Su facilidad de limpieza y el breve tiempo de residencia de los fluidos en su interior los hace adecuados para cumplir con el requisito de sanidad, básico para esta industria. Ej.: pasteurización de alimentos líquidos (figura 12), enfriamiento de bebidas para embotellado.



**Figura 12. Ejemplo de intercambiador de placas (DeLaval BHSS)
para pasteurización de leche**
(referencia [14] de la bibliografía)

- Calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC). Circuitos cerrados de enfriamiento, máquinas frigoríficas, aislamiento de torres de enfriamiento, ...
- Refrigeración. Enfriamiento de producto por evaporación de refrigerante, condensación del refrigerante.
- Recuperación de calor.
- Industria minera. Utilizados para enfriamiento de soluciones de ácido sulfúrico.
- Industria del acero. Enfriamiento de coladas continuas.



- Industria petrolera. Condensación de hidrocarburos.
- Industria azucarera. Evaporación de jugo de caña.
- Industria petroquímica. Enfriamiento y calentamiento, condensación.
- Industria química. Como condensadores y/o evaporadores.
- Industria aceitera. Enfriamiento y calentamiento de aceite vegetal.
- Industria ligera: enfriamiento de aceite hidráulico, enfriamiento de motores de combustión, enfriamiento de tinas de templado, enfriamiento de líneas de pintura automotriz,

3.5. VENTAJAS Y LIMITACIONES

(referencia [3] de la bibliografía)

3.5.1. VENTAJAS

- *Fácil desmontaje.* Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos. Se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza. Los costes de mantenimiento son menores. Esta ventaja es particular de los de tipo junta ya que los intercambiadores de placas soldadas no pueden ser desmontados (por lo menos completamente) y necesitan de métodos de limpieza más complejos.
- *Mayor coeficiente global de transferencia,* hasta cinco veces superior a los que se pueden conseguir para las unidades de tubo y carcasa.
- *Menor área de transferencia.* Esta característica es muy valiosa cuando la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.
- *Tamaño compacto.* El peso y el volumen de la instalación son bajos.
- *Menor inversión.* Hasta un 90% menor en coste como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- Permiten la *aplicación de flujos en contracorriente* en la mayoría de las aplicaciones.



- *Aproximaciones de temperatura más cercanas.* Se puede trabajar incluso con diferencias de temperatura de hasta 1°C , maximizando la posibilidad de recuperación de calor.
- *Control de la temperatura.* La forma de los canales por los que circulan los fluidos reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.
- La simetría de la configuración para ambos fluidos permite predecir de antemano y con toda *precisión las caídas de presión y la temperatura*. De este modo, se puede calcular con precisión el valor de los coeficientes de transferencia siendo menos necesaria la introducción de “parámetros de incertidumbre”. Además, la simetría de los canales elimina la necesidad de decidir cuál de los fluidos pasará por los tubos y cuál por la carcasa, dado que los lados de la placa son equivalentes.
- *Bajo volumen de retención.* De un 80 a un 90% menor, lo que genera importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos, como glicoles y refrigerantes. También es fácil de drenar.
- *Poca acumulación de suciedad.* Los factores de acumulación son menores que en el caso de tubo y carcasa. Esta característica presenta dos ventajas: menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.
- *Bajo coste de operación,* que resulta de la combinación de los elevados coeficientes de transferencia y de la menor acumulación de la suciedad.
- *Adaptabilidad y diseño modular.* La capacidad puede aumentarse o disminuirse con sólo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperaturas de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termosoldados ya que su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.
- *Amplio rango de funcionamiento.* Incluso sin la necesidad de modificar el número de placas este tipo de intercambiadores permite un amplio rango de utilización.
- *Flexibilidad.* Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.



3.5.2. LIMITACIONES

- La chapa de metal, esté o no esté ondulada, no es el elemento adecuado para soportar *presiones elevadas*, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10 a 15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30-32 bar. Esto es así gracias a que no tenemos el riesgo de rotura de la junta. Esta es la principal limitación que presentan este intercambiador.
- Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un *límite máximo de temperatura* de funcionamiento (para los materiales más usados) es de 140 a 150 °C. Los fluor-elastómeros pueden aumentar ese límite hasta los 180 °C, pero a cambio de un mayor coste. Existen algunos modelos que usan juntas de fibras de amianto comprimido, para los cuales la temperatura límite asciende hasta un máximo de 250 °C. Por el hecho de no llevar estas juntas, los intercambiadores termo-soldados son capaces de aguantar temperaturas superiores a los 140-150 °C de los de tipo junta.
- Debido a los estrechos canales entre placas, la *caída de presión* a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario tener en cuenta la inversión y los costes de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de comparar con otros tipos de intercambiadores.
- Los intercambiadores de placas *no funcionan correctamente con líquidos que tengan sólidos de gran tamaño*, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas. En general el tamaño máximo admisible de los sólidos en suspensión es de 4 a 8 mm. de diámetro, dependiendo del modelo de intercambiador. Este problema es más acusado en los termosoldados debido a su dificultad de desmontaje para proceder a su limpieza.
- *No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables* debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termosoldados no presentan este problema y pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.
- Para cada modelo de placa, *la boca de entrada tiene un tamaño fijo que limita la cantidad de fluidos de alto volumen específico* (vapores y gases húmedos) que pueden entrar al intercambiador, de modo que este tipo de intercambiadores casi nunca se utilizan en servicios con gran condensación.



4. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El esquema típico de una instalación de absorción de simple efecto sería el mostrado en la figura 2, en el capítulo de absorción, sin embargo el esquema de la instalación experimental corresponde al expuesto en la figura 13.

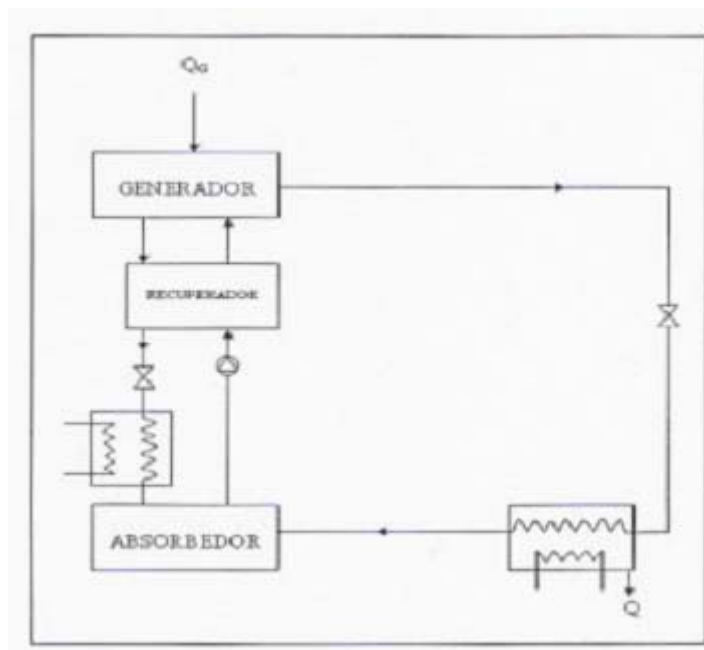


Figura 13. Esquema instalación experimental

Como puede observarse en el esquema del banco de absorbedores no se tiene condensador ni evaporador, eso es debido a que se trata de una banco de ensayos donde lo que interesa es la parte del ciclo de la disolución y no producir frío. El objetivo de dicha instalación es el estudio del comportamiento de la disolución, y en particular el estudio de la disolución de nitrato de litio-amoniaco, y más concretamente el absorbedor que en este caso es el nitrato de litio ya que aun esta en estudio. Por lo que la parte del refrigerante se simula para tener las mismas condiciones del refrigerante a la entrada del absorbedor, debido a que el amoniaco es bastante usado como refrigerante por lo que no interesa su estudio. Para simularlo se dispondrá de una válvula de expansión que disminuirá la presión en el refrigerante y a continuación un enfriador que bajara la temperatura del refrigerante hasta la deseada.



4.1. COMPONENTES

El equipo se trata de una máquina para investigación, automatizada y computerizada, para ensayos con absorbentes de nitrato de litio-amoniaco. Está construida con componentes de acero inoxidable 316, 304, cobre, hierro, vidrio pirex teflón y EPDM. Todos los instrumentos que se encuentran en la zona bañada por la disolución son de acero inoxidable 316. En la figura 14 puede verse la instalación experimental con los componentes más destacados que se pasan a comentar a continuación.



Figura 14. Instalación experimental
(referencia [5] de la bibliografía)

**- (1) Bomba de líquido para circulación de aceite (ROTAN)**

El aceite es impulsado mediante una bomba de engranajes, con cierre mecánico, construida en hierro fundido. El caudal máximo de diseño de dicha bomba es 10000 l/h.



Figura 15. Bomba de circulación de aceite térmico
(referencia [5] de la bibliografía)

- (2) Calentador de aceite

Se trata de un recipiente cilíndrico de dos litros de capacidad, aproximadamente, que posee en su interior 6 resistencias eléctricas que proporcionan una potencia calorífica de 13500 W. El cierre del depósito se realiza mediante dos bridas y junta de teflón.

El aceite que proviene del intercambiador de calor se introduce por la parte inferior del depósito y, una vez calentado, abandona el mismo por su parte superior a través de una salida lateral. En la parte superior del depósito existe una salida hacia un depósito de expansión (figura 16), de 0,5 litros de capacidad, que posee un visor para indicar el nivel de aceite. La función de este dispositivo es la de controlar la expansión del aceite cuyo volumen aumenta al calentarse. En la parte superior del depósito se sitúan una válvula de seguridad regulable, para regular la presión en el depósito entre 1 y 2 bar, y un regulador de presión de entrada de aire comprimido.



Figura 16. Depósito de expansión
(referencia [5] de la bibliografía)



- (3) Intercambiador de calor del generador de vapor (ALFA LAVAL Referencia/Tipo AlfaNova 76)

Este intercambiador de calor es el objeto de estudio del presente proyecto. El aceite calentado que abandona el depósito de aceite se introduce en el intercambiador de placas con el fin de provocar la ebullición de la disolución de nitrato de litio-amoniaco alcanzando una temperatura de unos 120° C. La superficie de calentamiento consiste en placas onduladas de SS316 superpuestas. Los canales formados entre ellas tienen orificios en las esquinas para que los dos líquidos circulen por canales alternos siempre en contracorriente. El aceite se introduce por la conexión superior izquierda mientras que la disolución lo hace por la conexión inferior derecha, introduciéndose cada uno de ellos en un canal independiente de 2.25 y 2.5 litros de capacidad respectivamente.

La presión y la temperatura máximas de diseño de este equipo son 19 bar a 75° C y 16 bar a 225° C siendo 18 bar para 125° C.



Figura 17. Intercambiador de calor del generador de vapor
(referencia [5] de la bibliografía)

- (4) Válvula de control de presión (Swagelok)

Permite regular la presión requerida en el absorbedor.

Se trata de una válvula de aguja de regulación actuada mediante un servomotor que controla su apertura. La presión de trabajo de dicha línea, una vez se ha atravesado la válvula de control de presión, es de 15 bar máximo.

La presión máxima de diseño de esta válvula es de 413 bar.



Figura 18. Válvula de control de presión
(referencia [5] de la bibliografía)

**- (5) Intercambiador de calor de enfriamiento (ALFA LAVAL Referencia/Tipo AlfaNova 27)**

Dicho intercambiador posee las mismas características que el descrito anteriormente, variando únicamente las dimensiones del mismo. Su función es enfriar el vapor del refrigerante a la temperatura requerida en el absorbedor. El vapor se introduce por la conexión inferior derecha y es refrigerado mediante agua de torre a 20° C que se introduce por la conexión superior izquierda. En el interior del intercambiador cada uno de los fluidos posee un canal independiente de 0,20 (vapor) y 0,25 (agua) litros de capacidad.

La entrada de agua de torre se produce mediante la apertura de una válvula manual de regulación de agua.

La presión y temperatura máximas de diseño del intercambiador son 22 bar a 75 °C y 19 bar a 225 °C.

- (6) Medidor de flujo volumétrico de vapor tipo Vortex (FOXBORO)

Para medir el caudal volumétrico en la línea de vapor de amoníaco se utiliza un medidor, tipo Vortex, cuya presión y temperatura máximas de diseño son 70 bar y 150 °C, respectivamente.

Este dispositivo está comunicado con el ordenador del sistema SCADA, lo que permite conocer el caudal volumétrico de gas en tiempo real.



Figura 19. Medidor de flujo volumétrico Vortex
(referencia [5] de la bibliografía)

**- (7) Intercambiador de calor de recuperación (ALFA LAVAL Referencia/Tipo AlfaNova 27)**

La línea de líquido que sale del generador (en nuestro caso sería todo el agua) se introduce en un intercambiador de placas situado en posición vertical. Dicho intercambiador posee las mismas características que los descritos anteriormente, variando únicamente las dimensiones del mismo. Se encuentra aislado con algodón cerámico, cinta de aluminio y poliuretano para reducir pérdidas. El líquido se introduce por la conexión superior izquierda y es refrigerado mediante la disolución que proviene del absorbedor a unos 40° C. Dicha solución se introduce por la conexión inferior derecha. En el interior del intercambiador cada uno de los fluidos posee un canal independiente de 0,20 (líquido) y 0,25 (disolución) litros de capacidad.

La presión y temperaturas máximas de diseño de este equipo son 22 bar a 75° C y 19 bar a 225° C.

- (8) Medidor de caudal másico y densidad, de efecto Coriolis (RHEONIK)

Para medir el caudal másico y la densidad de la disolución se utiliza un medidor de efecto Coriolis cuya presión y temperaturas máximas de diseño son 190 bar y 120° C, respectivamente.

Este dispositivo está comunicado con el ordenador del sistema SCADA, lo que permite conocer el caudal de disolución concentrada y su densidad en tiempo real.



Figura 20. Medidores de caudal másico y densidad Coriolis
(referencia [5] de la bibliografía)

**- (9) Intercambiador de calor de enfriamiento (ALFA LAVAL Referencia/Tipo AlfaNova 76)**

Tiene como función enfriar la disolución a la temperatura requerida en el absorbedor. Dicho intercambiador posee las mismas características que los anteriores, variando únicamente las dimensiones del mismo. La disolución se introduce por la conexión inferior izquierda y es refrigerado mediante agua de las torres a 20° C, que se introduce por la conexión superior derecha. En el interior del intercambiador cada uno de los fluidos posee un canal independiente de 2,25 (líquido) y 2,5 (disolución) litros de capacidad. La presión y temperaturas máximas de diseño de este equipo son 19 bar a 75° C y 16 bar a 225° C, siendo 18 bar para 125° C.

- (10) Absorbedor

Elemento en el que se produce la absorción del vapor de amoníaco en la disolución, generándose, de nuevo, la disolución de partida pero con mayor concentración de amoníaco. Se trata de un absorbedor de gotas, que tiene como característica que es adiabático.

Se trata de un depósito construido en SS316 y vidrio pirex que posee una capacidad de 54,2 litros. Posee 9 entradas / salidas laterales correspondientes a la entrada de disolución concentrada, la entrada de vapor, la salida de disolución y la medida de presión mediante un transductor. Las entradas / salidas restantes se encuentran selladas mediante tapones.

Las partes inferior y superior del depósito se encuentran selladas mediante dos bridas que proporcionan, además, la sujeción para dos mirillas de vidrio pirex, a través de las cuales se puede observar el proceso de absorción.

La presión y temperatura máximas de diseño de este equipo son 20 bar y 100 °C, respectivamente.



Figura 21. Absorbedor
(referencia [5] de la bibliografía)

**- (11) Bomba de líquido para impulsión de disolución (SEEPEX)**

La disolución, a la salida del absorbedor, es impulsada mediante una bomba rotatoria de desplazamiento construida en SS316 y junta EPDM. El caudal máximo de diseño de dicha bomba es 0,6 m³/h y la presión máxima es de 24 bar.

- (12) Depósito para alimentación de disolución

Sistema para la carga inicial de disolución compuesto por los siguientes elementos.

Depósito en el que se origina la disolución de nitrato de litio-amoniaco (en nuestro caso el depósito fue llenado de agua, para después mediante realización de vacío de la instalación, abrir el depósito y subir el agua cargando la instalación). Dispone de una capacidad de 13,34 litros y posee una camisa para refrigeración por la que se introduce agua de torre a 20° C.

- (13) y (14) Sistema de adquisición de datos

La planta piloto lleva instalado un sistema de control distribuido, con lazos de control independientes para cada variable y controladores tipo PID, los valores de las alarmas son configurables, y se dispone de comunicaciones digitales con el ordenador que forma parte del sistema SCADA (software “ADKIR”, desarrollado por PID Eng&Tech). El sistema puede manejarse indistintamente desde el cuadro de control (13), figura 22, o desde el ordenador central(14). El software de automatización permite la generación de procedimientos, de forma que el proceso puede evolucionar por periodos de tiempo prefijado o bien en función de eventos programados previamente. Además, realiza la adquisición de datos de todas las variables del proceso. La interfaz del software se muestra en la figura 23.



Figura 22. Cuadro de control
(referencia [5] de la bibliografía)

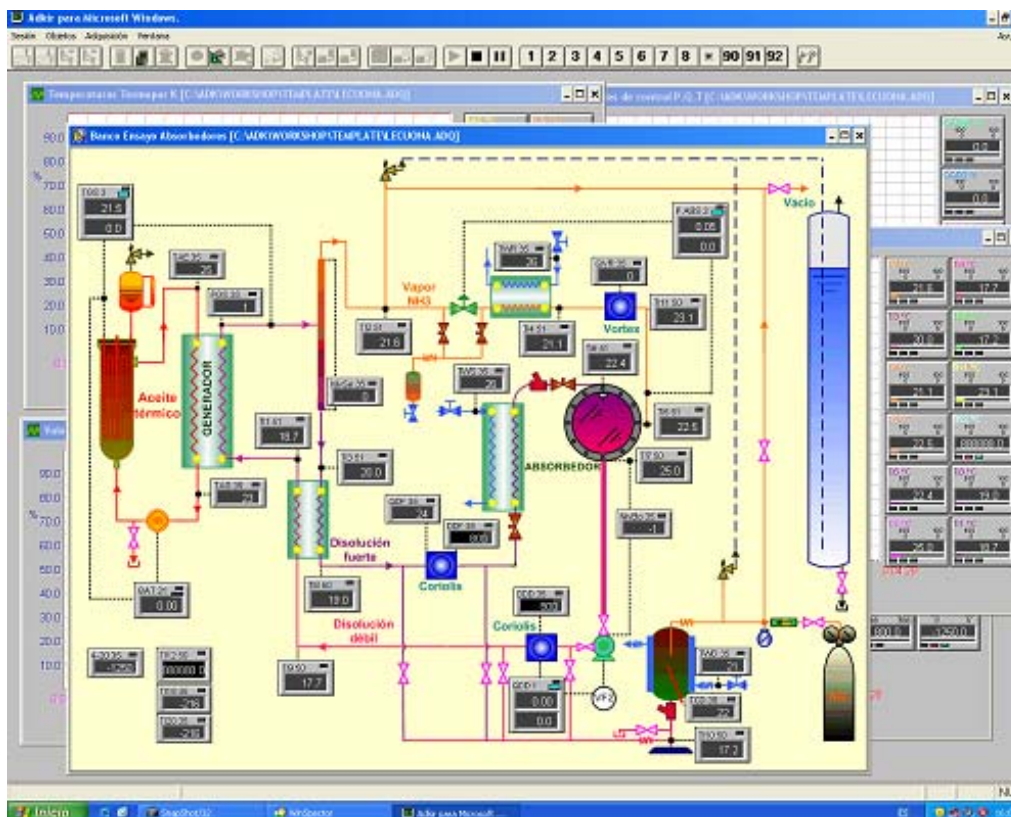


Figura 23. Interfaz del software ADKIR
(referencia [5] de la bibliografía)

4.2. FUNCIONAMIENTO INSTALACIÓN PARA CARACTERIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS

A continuación se estudia el funcionamiento de la instalación haciendo un seguimiento de la disolución, particularizando para el caso en el que se trabajará, por los distintos componentes comenzando en el sistema de generación de vapor.

El sistema de generación de vapor, consta de un circuito de aceite térmico y un circuito de disolución (en contracorriente) que, mediante un intercambiador de calor (3), el aceite transmite potencia térmica a la disolución de nitrato de litio-amoniaco (agua en el caso a experimentar). La temperatura máxima del fluido a la salida del intercambiador es de 120 °C, ya que el intercambiador se caracterizará sin cambio de fase, no se ha utilizado para generar vapor de amoniaco, si no para calentar el agua sin que se produjera el cambio de fase.



A la salida del intercambiador de calor la disolución atraviesa un separador líquido-gas, originando dos corrientes de llegada al absorbedor, la corriente de vapor de amoníaco y la corriente de disolución concentrada. En la experimentación realizada al circular agua en simple fase no habrá corriente de vapor, por lo que la línea de vapor de amoníaco estará vacía (válvula del circuito de vapor cerrada), mientras que el agua circulará por la línea de disolución concentrada. Por ello para la experimentación de este proyecto se trabajará solamente en la parte de la disolución, teniendo dos circuitos como ya se dijo: de aceite térmico y de disolución.

- Circuito de aceite térmico

El aceite es impulsado mediante la bomba (1), hacia el calentador de aceite (2) donde es calentado por medio de las resistencias a la temperatura deseada. Una vez calentado el aceite sale del calentador y se introduce en el intercambiador de placas (3) para calentar el agua sin llegar a su punto de ebullición. El aceite se introduce por la conexión superior izquierda y sale por la inferior izquierda, volviendo a comenzar el circuito.

- Circuito de disolución

Una vez el agua abandona el separador líquido-gas, se introduce en un nuevo intercambiador (7) cuya función es recuperar calor, ya que por un canal circulará el agua que termina de salir del generador a altas temperaturas y por el otro canal también circulara agua que va a entrar en el generador y se encuentra a menor temperatura. Después del recuperador, el agua pasa por un medidor de caudal de tipo Coriolis (8) para medir su caudal y densidad. Acto seguido se introduce en otro intercambiador de calor (9) que enfriará el agua mediante agua de torre de refrigeración, a 20 °C, para poder introducirse en el absorbedor (10). Debido a que no se produce vapor en la experimentación, en el absorbedor solo entra el agua en estado líquido. A la salida del absorbedor el agua es impulsada por una bomba (11) pasando a continuación por un nuevo medidor de Coriolis (8). A la salida del Coriolis entra de nuevo en el recuperador (7) como ya se dijo por el canal del lado frío. Una vez abandona el recuperador, el agua se introduce de nuevo en el intercambiador del generador (3) para después dirigirse al separador líquido-gas comenzando otra vez el circuito de disolución.

Ya que el intercambiador de calor que se va a caracterizar pertenece al sistema de generación, se deben conocer las variables y los componentes con las que se va a trabajar. En la figura 24 se representa un esquema del sistema de generación de vapor donde se muestran los componentes que se manejan y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos al intercambiador.

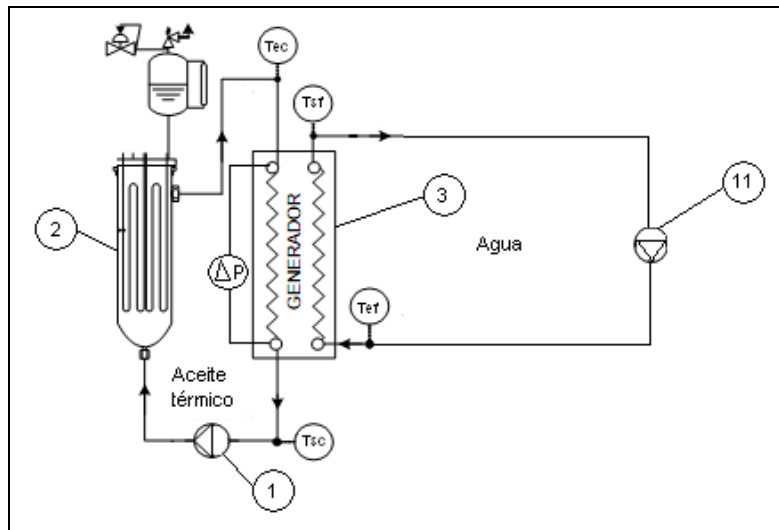


Figura 24. Sistema generación de vapor

Las variables que se manejarán para caracterizar al intercambiador de calor del generador son las siguientes:

- T_{ec} = temperatura de entrada del fluido caliente. Se mide mediante una termoresistencia PT-100.
- T_{sc} = temperatura de salida del fluido caliente. Se mide mediante una termoresistencia PT-100.
- T_{ef} = temperatura de entrada del fluido frío. Se mide mediante una termoresistencia PT-100.
- T_{es} = temperatura de salida del fluido frío. Se mide mediante una termoresistencia PT-100.
- ΔP = pérdida de carga del lado del aceite. Se mide mediante un diferencial de pérdida de carga.
- Bomba de agua (11). Se controla el caudal de agua que circula por el circuito de la disolución, mediante un medidor Coriolis.
- Bomba de aceite (1). Para esta bomba no se tendrá un Coriolis para poder medir el caudal, por lo que se controlará la frecuencia.
- Calentador (2). Se obtiene la potencia suministrada por las resistencias del calentador mediante un vatímetro, que muestra los valores en un ordenador portátil sincronizado con el ordenador central.

Todas las variables a excepción de la potencia del calentador, son tomadas desde el software ADKIR y se controlan desde el ordenador central.



4.3. CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS DEL GENERADOR

Se trata de un intercambiador de placas de la marca ALFANOVA, modelo 76, soldado mediante fusión, extremadamente compacto a pesar de su capacidad para soportar grandes aplicaciones de transferencia de calor de gran demanda. Ya que será el intercambiador a caracterizar en este proyecto, nos interesará conocer su geometría y fluidos de trabajo.

- Geometría

Es necesario conocer la geometría del intercambiador puesto que será necesaria para poder caracterizarlo. En la tabla 2 se muestra los parámetros más característicos, facilitados por el fabricante, ALFANOVA.

Tabla 2. Parámetros geométricos intercambiador ALFANOVA 76

Parámetro	Medida	Unidades
Distancia entre placas (b)	2,4	mm
Anchura del canal (w)	0,175	m
Altura del canal (L)	0,4725	m
Distancia entre puertos (H)	0,519	m
Espesor de placa (e)	0,4	mm
Área corrugación ($A_{\text{corrugada}}$)	0,10089	m ²
Área proyectada (A)	0,0827	m ²
Diámetro de entrada y salida (D)	0,054	m
Número de placas (N)	20	unidades
Número de placas útiles ($N_{\text{útiles}}$)	18	unidades
Paso entre corrugaciones (Λ)	9,85	mm
Ángulo de "chevron" respecto de la vertical (φ)	58,5	grados
Ángulo de "chevron" respecto de la horizontal (β)	31,5	grados

(referencia [13] de la bibliografía)

- Fluidos de trabajo

El flujo de trabajo será a contracorriente teniendo en el lado caliente aceite térmico, cuyas propiedades son facilitadas por el fabricante (tabla 3) y en el lado frío se tendrá agua, cuyas propiedades térmicas utilizadas son las tablas de Incropera (referencia [6] de la bibliografía) para el agua.



Tabla 3. Propiedades físicas del aceite térmico

Temp. [°C]	dens [kg/m ³]	k [W/m·K]	visc cinemc [m ² /s]	Pres bar	Cp [J/kg·K]
350	718	0,096975972	0,00000041	195	3135,75
330	720	0,097788944	0,00000047	163	3010,32
300	724	0,099879444	0,00000065	135	2926,7
250	736	0,103363611	0,00000065	85	2717,65
200	755	0,106267083	0,00000094	47	2508,6
150	805	0,109402833	0,00000152	23	2299,55
100	832	0,112074028	0,00000340	10	2132,31
50	860	0,115674333	0,00001080	-	1923,26
40	864	0,116138889	0,00001600	-	1881,45



5. ANÁLISIS TEÓRICO PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS

En este apartado se lleva a cabo la caracterización del intercambiador de calor del generador de vapor sin cambio de fase.

En la bibliografía existente en la actualidad, no hay suficiente información generalizada para predecir el comportamiento fluidotérmico del fluido dentro del intercambiador, debido principalmente a la gran variedad de placas y geometrías existentes en el mercado, que hace inviable el uso de una correlación estándar para todos los intercambiadores de placas. Ya que los procesos fluidotérmicos con cambio de fase presentes en el flujo resultan de suma complejidad, y consecuentemente, no es posible escribir y resolver las ecuaciones diferenciales del movimiento y energía con unas condiciones de contorno apropiadas. Por ello es necesario caracterizar el intercambiador experimentalmente mediante diversos experimentos sin y con cambio de fase se obtendrán unas correlaciones de la forma: $Nu = f(Re, Pr)$ y $f = f(Re)$, al resultar los procesos dependientes de estos adimensionales, tal como ha mostrado la experiencia adquirida en el transcurso de largos años de investigación (referencia [7] de la bibliografía).



5.1. CÁLCULO COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

Las hipótesis que vamos a utilizar para el estudio son las siguientes (referencia [3] de la bibliografía):

- El intercambiador de calor opera en condiciones estacionarias.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador. Esto no es rigurosamente cierto, ya que las propiedades de los fluidos dependen de la temperatura, pero por simplificar, y ya que no conocemos la temperatura del fluido en cada punto vamos a considerar que cada fluido se encuentra a la temperatura media de entrada y de salida.
- Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el canal.
- No existe conducción de calor en la dirección del fluido.
- El caudal de fluido está repartido de manera equitativa entre los distintos canales.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables, ya que la instalación se encuentra aislada.

En el modo de transferencia de calor sin cambio de fase el balance de energía nos permite obtener la potencia intercambiada como (referencia [7] de la bibliografía):

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad (5.1)$$

donde:

- \dot{m}_c y \dot{m}_f , es el gasto másico del fluido caliente y del fluido frío respectivamente.
- C_{p_c} y C_{p_f} , el coeficiente de potencia calorífica del fluido caliente y del frío respectivamente. Dependerá de la temperatura de cada fluido.
- T_{ce} , temperatura de entrada del fluido caliente.
- T_{cs} , temperatura de salida del fluido caliente.
- T_{fe} , temperatura de entrada del fluido frío.
- T_{fs} , temperatura de salida del fluido frío.



El coeficiente de transferencia de calor global promedio entre las dos corrientes fluidas se puede calcular como sigue (referencia [7] de la bibliografía):

$$U = \frac{Q}{A_{total} \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.2)$$

donde:

- A_{total} es el área usada como área de transferencia de calor:

$$A_{total} = A_{corrugación} \cdot N_{útiles} \quad (5.3)$$

- La diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante, por lo que usaremos la diferencia media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5.4)$$

donde:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_2 &= T_{cs} - T_{fe} \end{aligned} \quad (5.5)$$

El coeficiente global de transferencia de calor está relacionado con las resistencias térmicas debidas a las capas límites térmicas, conducción en la placa y ensuciamiento mediante la siguiente expresión (referencia [7] de la bibliografía):

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_c \cdot A} + R_{en-c} + R_{cond} + R_{en-f} + \frac{1}{h_f \cdot A} \quad (5.6)$$

Debido a que las placas están construidas en acero inoxidable AISI 316, cuya conductividad térmica es de 13,4 W/(m °C), se tiene que para un espesor de placa de 0,4 mm, la resistencia de conducción de la placa vale:

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A} = \frac{0,0004}{13,4 \cdot A} = \frac{4}{134000 \cdot A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (5.7)$$



Podemos considerarla despreciable en primera aproximación frente a las resistencias debidas a las capas límite térmicas, las cuales son de mayor orden de magnitud.

Por otro lado las resistencias debidas al ensuciamiento se consideran nulas al tratarse de un intercambiador de placas nuevo.

Teniendo en cuenta estas dos hipótesis y el hecho de tratarse de un intercambiador de placas (el área de intercambio es la misma para ambos fluidos) la ecuación (5.6) queda simplificada a la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} \quad (5.8)$$

Donde h_c y h_f son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente. Los coeficientes de convección son función de las propiedades físicas de los fluidos y de la geometría de las placas.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma $Nu = f(Re, Pr)$. En el caso que se va a estudiar es ampliamente utilizada la expresión (referencia [3] de la bibliografía):

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.9)$$

Donde los valores de a y C dependen del flujo (laminar o turbulento,...), que dependerán de los siguientes números adimensionales:

- Re : el número de Reynolds, relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, su expresión es:

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (5.10)$$

- Pr : será el número de Prandtl que va a relacionar la difusividad viscosa y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (5.11)$$

- Nu : es el número de Nusselt, cuyo significado físico es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (5.12)$$



donde:

- v , velocidad del fluido.
- ρ , μ , k , C_p , es la densidad, viscosidad, conductividad térmica y el coeficiente de potencia calorífico de cada fluido. Estas propiedades físicas de los fluidos las determinamos para el valor medio de la temperatura de cada uno.
- L_c , longitud característica del canal, también denominada diámetro hidráulico. Se calcula a partir de la geometría del canal.

$$L_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot (b + W)} \Rightarrow b \llll W \Rightarrow L_c \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b \quad (5.13)$$

S_c = sección transversal del canal.

P_c = perímetro de la sección del canal.

b = ancho del canal o distancia entre placas.

W = ancho de la placa

Igualando la expresión (5.12) y (5.9) tenemos:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} = C \cdot Re^a \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

Obteniendo el valor del coeficiente de convección que va a depender de las constantes “a” y “C”, (5.15):

$$h = \frac{C \cdot Re^a \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (5.15)$$

De tal manera que la ecuación (5.8) toma la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_c \cdot Re_c^a \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}} + \frac{1}{C_f \cdot Re_f^a \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{L_c}} \quad (5.16)$$

Para poder calcular el valor de las constantes a, C_c y C_f , aplicaremos el método de Wilson que se desarrolla en el siguiente apartado.



5.1.1. MÉTODO DE WILSON MODIFICADO

5.1.1.1. ANÁLISIS TEÓRICO

Se trata de un método de cálculo, a partir del cual los resultados experimentales convergen teniendo un valor de a , C_f y C_c . El desarrollo del método de cálculo se expone a continuación.

Se parte de la ecuación (5.16):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}} + \frac{1}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{L_c}} \quad (5.16)$$

Se multiplica en los dos lados de la ecuación por $\text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}$, teniendo:

$$\frac{1}{U} \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c} = \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot k_c \cdot \left(\frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot k_c} + \frac{1}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \quad (5.17)$$

Se opera y se obtiene la primera ecuación del método de Wilson (referencia [7] de la bibliografía):

$$\boxed{\frac{1}{U} \cdot \frac{k_c}{L_c} \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \cdot \left(\frac{k_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}}}{k_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}}} \right)} \quad (5.18)$$

Donde se ha supuesto, la misma dependencia del número de Nusselt con el de Reynolds para ambos lados del intercambiador, debido a que se tiene una misma geometría. Sin embargo, como se puede observar, se han tomado diferentes constantes, para que absorban el efecto diferencial del ensuciamiento, de los sentidos de circulación y de llenado.

Tomando un valor inicial para el exponente “a” es posible obtener los valores de las constantes C_c y C_f , ya que la ecuación (5.18) presenta la forma de la ecuación de una recta:

$$y = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \cdot x \quad (5.19)$$



Para conseguir que los valores converjan se vuelve a manipular de nuevo la ecuación (5.16).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}} + \frac{1}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{L_c}} \quad (5.16)$$

Se pasa el sumando del coeficiente de convección del lado frío al otro lado de la ecuación, junto al término de la transferencia de calor:

$$\frac{1}{U} - \frac{L_c}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} = \frac{L_c}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot k_c} \quad (5.20)$$

Se opera pasando términos del lado formado por el coeficiente de película caliente al lado izquierdo de la ecuación, quedando la siguiente expresión:

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{L_c}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \cdot \frac{k_c \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}}}{L_c} = \frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a} \quad (5.21)$$

Se calcula la inversa en los dos lados de la ecuación:

$$\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{L_c}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \cdot \frac{k_c \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}}}{L_c}} = C_c \cdot \text{Re}_c^a \quad (5.22)$$

Se aplica en cada lado de la ecuación logaritmos neperianos:

$$\text{Ln} \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{L_c}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \cdot \frac{k_c \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right) = \text{Ln}(C_c \cdot \text{Re}_c^a) \quad (5.23)$$



Se opera en el lado derecho utilizando las propiedades de los logaritmos, llegando a la segunda ecuación del método de Wilson (referencia [7] de la bibliografía):

$$\ln \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{L_c}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \cdot \frac{k_c \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right) = \ln(C_c) + a \cdot \ln(\text{Re}_c) \quad (5.24)$$

Al igual que la ecuación (5.18), esta nueva ecuación presenta la forma de la ecuación de una recta.

$$y = \ln(C_c) + a \cdot x \quad (5.25)$$

Por lo que, con los valores obtenidos en la ecuación (5.18) de C_c y C_f , se introducen en la ecuación (5.24), de forma que se obtiene un nuevo valor de “a”. Este nuevo valor de “a” se reintroduce de nuevo en la ecuación (5.18) hasta conseguir converger al método de cálculo.



5.1.1.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Los experimentos se realizaron fijando tres variables, estas son: la temperatura de salida del fluido frío (agua), el caudal de agua, y el caudal de aceite. Para la realización de estos experimentos primero se fijó la temperatura de salida del generador del fluido frío, para entonces fijar un caudal de agua y otro de aceite, variando este último. Una vez ensayado con todos los caudales de aceite correspondientes se aumenta el caudal de agua, hasta realizar todos los ensayos con los diferentes caudales de agua. Para cada experimento se toman medidas durante 15 minutos que luego se promedian. Cuando se realizaban todas estas medidas se aumenta la temperatura de salida del fluido frío, hasta ensayar todas las temperaturas pertinentes.

Se tendrán cinco temperaturas distintas de salida del fluido frío, de todas ellas solo para 95 °C se toman datos puesto que para el resto ya estaban tomados (referencia [8] de la bibliografía). Las temperaturas de salida del generador del fluido frío son las siguientes:

- 55 °C
- 65 °C
- 75 °C
- 85 °C
- 95 °C

Los caudales de agua ensayados para 55 °C, 65 °C, 75 °C y 85 °C han sido:

- 2,5 kg/min
- 5 kg/min
- 7,5 kg/min
- 9 kg/min

Los caudales de agua ensayados para 95 °C han sido:

- 2,5 kg/min
- 5 kg/min
- 7,5 kg/min
- 8,5 kg/min



Los caudales de aceite ensayados para 55 °C, 65 °C, 75 °C y 85 °C han sido:

- 4,5 Hz
- 8 Hz
- 12 Hz
- 15 Hz

Los caudales de aceite ensayados para 95 °C han sido:

- 4,5 Hz
- 8 Hz
- 12 Hz
- 15 Hz
- 20 Hz
- 25 Hz
- 30 Hz
- 35 Hz

Finalmente se tendrán 96 experimentos, en donde además de los datos de las temperaturas de entrada y salida del generador, y del caudal de agua (todos estos valores tomados desde el software ADKIR), también se obtienen los datos del vatímetro (gracias a la ayuda de un ordenador portátil sincronizado con el ordenador principal), cuyo valor de lectura representa la potencia suministradas por las resistencias para el intercambio de calor. Para la toma de datos se esperó a que los valores de estas variables, como los valores del vatímetro fueran estables. Estos valores se muestran en el ANEXO A. En dicho anexo se muestran filas con distintos colores (rojo, azul y verde) ya que estas filas se eliminaran a lo largo del trabajo según se explicará más adelante, por ello se resaltan con diferentes colores.



5.1.1.3. IMPLEMENTACIÓN

Para calcular el método de Wilson se hará, mediante el programa matemático Mathcad.

A continuación se explica el programa paso por paso, que se encuentra en su totalidad en el ANEXO C.

En primer lugar se exportan los datos tomados experimentalmente (ANEXO A) desde una hoja Excel al programa, donde:

- T_{fs} = temperatura del fluido frío en la salida [°C]
- T_{fe} = temperatura del fluido frío en la entrada [°C]
- T_{ce} = temperatura del fluido caliente en la entrada [°C]
- T_{cs} = temperatura del fluido caliente en la salida [°C]
- Q_c = potencia del fluido caliente, suministrada por el vatímetro [W]
- mf_0 = caudal del fluido frío [kg/min]

La fila que aparece en el ANEXO A de color rojo, que corresponde a una temperatura de salida del fluido frío de 95 °C, a un caudal de agua de 2,5 kg/min y a una frecuencia de aceite de 25 Hz, será eliminada y no se tendrá en cuenta. Esto se debe a que la temperatura de salida del fluido frío a la salida es mayor que la temperatura de fluido caliente a la entrada teniendo para ΔT_1 (5.5) un resultado negativo y ΔT_2 (5.5) positivo, con lo que en el denominador de la diferencia media logarítmica (5.4) se tendrá el logaritmo neperiano de un número negativo, que no se encuentra definido:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{ce} - T_{fs} = 94,85 - 94,87 = -0,02 \\ \Delta T_2 &= T_{cs} - T_{fe} = 92,92 - 75,20 = 17,71\end{aligned}\tag{5.5}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}\tag{5.4}$$

El resto de datos si son válidos.

A continuación se pasa el caudal del fluido frío a unidades del sistema internacional [kg/s].



Se vuelve a exportar de nuevo datos de una hoja Excel a Mathcad (ANEXO B). En este caso se exporta parte de una hoja de cálculo con las propiedades físicas de cada fluido calculado para cada experimento a la temperatura media, donde:

- ρ_f = densidad del fluido frío [kg/m^3]
- ρ_c = densidad del fluido caliente [kg/m^3]
- μ_f = viscosidad del fluido frío [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
- μ_c = viscosidad del fluido caliente [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
- C_{pf} = coeficiente de potencia calorífica del fluido frío [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$]
- C_{pc} = coeficiente de potencia calorífica del fluido caliente [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$]
- K_f = conductividad térmica del fluido frío [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]
- K_c = conductividad térmica del fluido caliente [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]

Al igual que en el ANEXO A, la fila que esta en color rojo se elimina por las razones que se comentaron anteriormente.

Para calcular el caudal del aceite [kg/s], no se tiene como en el caso del lado del fluido frío un caudalímetro que muestre el caudal de cada experimento. Con lo que se calculará a partir de la potencia de las resistencias del aceite (Q_c) ofrecida por el vatímetro, sustituyendo en la expresión (5.1):

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow \dot{m}_c = \frac{Q}{C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs})} \quad (5.1)$$

Para poder calcular la velocidad en el canal del fluido frío y caliente y los números de Reynolds y Prandtl, es necesario definir la geometría del intercambiador (figura 25) con los datos facilitados por el fabricante.

**Geometría intercambiador:**

$$L_c := 0.4725$$

$$w := 0.175$$

$$b := 2.4 \cdot 10^{-3}$$

$$N_c := 20$$

$$N_{\text{útiles}} := 18$$

$$L_c := 2 \cdot b$$

$$L_c = 4.8 \times 10^{-3}$$

$$A_{\text{corrugación}} := 0.10089$$

$$A_{\text{total}} := N_{\text{útiles}} \cdot A_{\text{corrugación}}$$

$$A_{\text{total}} = 1.816$$

Figura 25. Datos geometría del intercambiador necesarios para la realización del método de Wilson

Una vez definida la geometría del intercambiador ya se puede calcular todos los datos que serán necesarios para el método de Wilson.

Se pasa a calcular la velocidad en cada canal, teniendo en cuenta que al tener 18 placas útiles, el número de canales será de 17. El primer canal es de fluido frío por lo que el agua tendrá 9 canales y el aceite 8. Para calcular la velocidad por canal, se divide el caudal por el número de canales (canales fluido frío o caliente) y este resultado se divide por la densidad del fluido y el área del canal.

$$v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{n^{\circ}_{\text{canales}}} \right)}{(\rho \cdot b \cdot w)} \quad (5.26)$$

Acto seguido se calcula los números adimensionales de Reynolds y de Prandtl mediante las expresiones (5.10) y (5.11) respectivamente.

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (5.10)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (5.11)$$



Por último antes de aplicar el método de Wilson se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor. Se calculará a partir del fluido frío mediante la expresión (5.2), para ello es necesario conocer la potencia del fluido frío (5.1) y la temperatura media logarítmica (5.4). Se podría haber calculado mediante el fluido caliente con la potencia suministrada por el vatímetro, pero se realiza con el fluido frío ya que es más fiable al poseer el caudal de cada experimento ofrecido por un caudalímetro.

$$U = \frac{Q}{A_{total} \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.2)$$

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad (5.1)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5.4)$$

Ahora ya se puede pasar al cálculo del método de Wilson, comenzando primero por la primera ecuación.

1ª ecuación:

$$a_1 := 1$$

$$x1(a) := \frac{Kc \cdot Rec^a \cdot Prc^{\frac{1}{3}}}{Kf \cdot Ref^a \cdot Prf^{\frac{1}{3}}}$$

$$y1(a) := \frac{Kc \cdot Prc^{\frac{1}{3}} \cdot Rec^a}{U \cdot Lc}$$

$$m1(a) := \text{slope}(x1(a), y1(a)) \quad b1(a) := \text{intercept}(x1(a), y1(a))$$

$$m1(a_1) = 31.099 \quad b1(a_1) = 16.18$$

$$C_f(a) := \frac{1}{m1(a)} \quad C_c(a) := \frac{1}{b1(a)}$$

$$C_f(a_1) = 0.032 \quad C_c(a_1) = 0.062$$

Figura 26. Resolución en Mathcad de la primera ecuación del método de Wilson



Al tratarse de la primera iteración se debe dar un valor de “a” aleatorio para poder comenzar a iterar. El valor que se escoge para empezar es $a=1$, podría ser cualquier otro. Como ya se comentó en el apartado del método de Wilson las dos ecuaciones de dicho método poseen la forma de una recta, por lo que se definen “x” e “y”, para la primera ecuación. Por lo tanto ya se tiene una recta formada con los 95 datos experimentales. Mediante la función “slope” de Mathcad, se tiene la pendiente de dicha recta y con la función “intercept”, se tiene la ordenada en el origen de la recta. Una vez se conocen estos resultados, se tienen los valores de C_f y C_c para $a=1$, realizando la inversa de la pendiente y la ordenada en el origen respectivamente, expresión (5.19).

$$y = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \cdot x \quad (5.19)$$

Se pasa ahora como ya se explicó anteriormente a introducir estos datos en la segunda ecuación del método de Wilson.

2ª ecuación:

$$x2(a) := \ln(Rec)$$

$$y2(a) := \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{Lc}{Kf \cdot Ref^a \cdot Prf^{\frac{1}{3}} \cdot Cf(a)} \right) \cdot Kc \cdot \frac{Pr^{\frac{1}{3}}}{Lc}} \right]$$

...

$$m2(a) := \text{slope}(x2(a), y2(a))$$

$$m2(a_1) = 0.85$$

Figura 27. Resolución en Mathcad de la segunda ecuación del método de Wilson

Se vuelve a tratar a la ecuación como una recta, definiendo los valores de “x” e “y”. En esta segunda ecuación se introducen los valores de C_f y C_c , calculados en la primera ecuación. Con ello tendremos definidos los valores de “x” e “y”, y mediante la función “slope” de Mathcad, se tiene la pendiente de la recta que en este caso es nuestra “a”, como ya se vio en la expresión (5.25).

$$y = \ln(C_c) + a \cdot x \quad (5.25)$$



Como el valor de “a” es 0.85, el siguiente paso sería introducir ese nuevo valor en la primera ecuación del método de Wilson y repetir todo el proceso hasta conseguir que el valor de “a” converja. Otra forma de hacerlo sería mediante un programa que fuese un bucle y no terminase hasta que converja, figura 28.

```

a :=
| error ← 10-6
| a0 ← a1
| anew ← m2(a0)
| while |anew - a0| > error
|   | a0 ← anew
|   | anew ← m2(a0)
| anew

a = 0.788
Cf(a) = 0.116      Cc(a) = 0.164

```

Figura 28. Programa de Mathcad para resolver el método de Wilson.

Mediante la función “while” de Mathcad, se crea un programa en el cual se repiten todos los pasos del método de Wilson hasta que el valor de “a” converja. Se establece como condición para que el programa termine, considerando que “a” ha convergido, que la diferencia entre la “a” calculada nueva y la anterior exista un error de diferencia menor de 10^{-6} . El programa converge obteniendo los siguientes valores:

- a = 0.788
- C_f = 0.116
- C_c = 0.164

A continuación mediante la expresión (5.16) se comparan los resultados teóricos mediante el coeficiente de transferencia global calculado y los experimentales con los coeficientes de convección hallados a partir de los valores de “a”, “C_f” y “C_c”.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}} + \frac{1}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{L_c}} \quad (5.16)$$



En Mathcad se denomina:

- comprobación1 = resultados teóricos
- comprobación2 = resultados experimentales

Se representa gráficamente uno frente a otro obteniendo el siguiente gráfico:

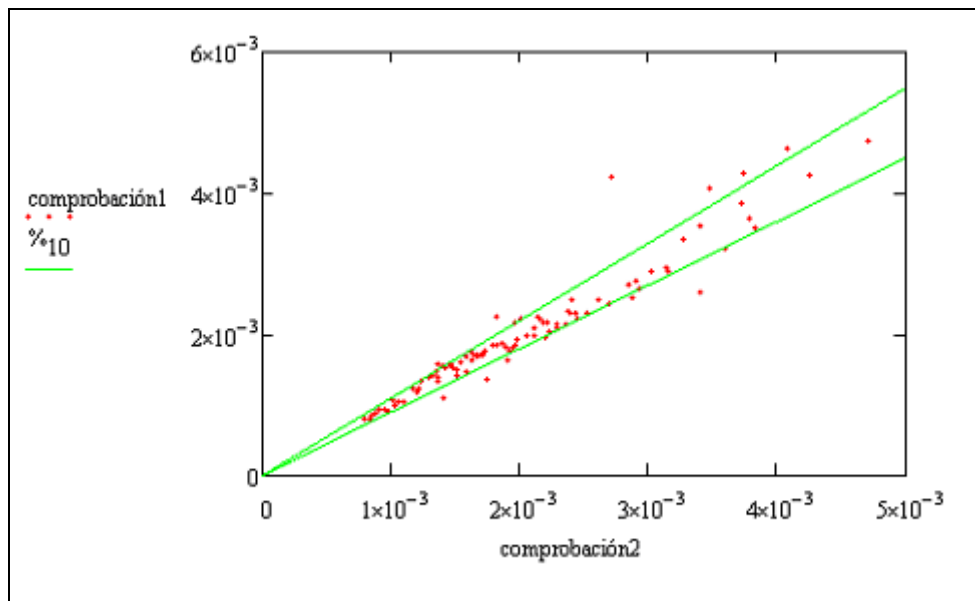


Figura 29. Resultados teóricos vs. Experimentales

Como se puede observar los resultados deben de coincidir obteniendo una recta, la mayoría de los datos se encuentran dentro de un rango de error del 10 %, no obstante hay algún dato que parece no cumplir esto. Por ello se aplicara un criterio estadístico a los datos en el siguiente apartado para poder eliminar algún dato que pueda ser erróneo.



5.1.1.4. CRITERIO DE CHAUVENET

Se trata de un criterio estadístico para la exclusión de resultados donde algún punto del muestreo realizado pueda parecer cuestionable en comparación con el resto de ellos, ya sea debido a un error de lectura, a una perturbación en la cadena de medida o a la aparición de un fenómeno externo o adicional al fenómeno que se pretende medir. Este criterio da una base consistente para poder tomar la decisión de retener o rechazar este punto. No obstante se debe estudiar si ese punto es debido a una equivocación y por la tanto rechazarse o es debido a una causa natural y por lo tanto retenerse (referencia [9] de la bibliografía).

La aplicación del criterio consiste en el cálculo de un coeficiente de desviación DR para cada punto:

$$DR_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (5.27)$$

donde:

- x_i = la medida de cada punto
- \bar{x} = la media
- σ = la desviación estándar

El coeficiente, DR, se comparará con un coeficiente estándar DR_0 , que depende del número de medidas tal y como muestra la tabla 4.

Tabla 4. Coeficientes de desviación DR_0 en función del tamaño del muestreo

número de medidas (n)	coeficiente de desviación (DR_0)
2	1,15
3	1,38
4	1,54
5	1,65
7	1,8
10	1,96
15	2,13
25	2,33
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	3,29

(referencia [9] de la bibliografía)



Si $DR_i > DR_0$ se podría descartar el punto, en caso contrario se podrá retener. Si se rechaza el punto la media (\bar{x}) y la desviación estándar (σ) estimadas han de recalcularse una vez eliminado el punto. El criterio de Chauvenet sólo debe aplicarse cada vez para eliminar un solo punto de un muestreo. Si éste contiene varios puntos para los cuales se cumple que $DR_i > DR_0$, entonces es posible que la instrumentación sea inadecuada o que el proceso que está siendo investigado es muy variable.

5.1.1.4.1. APLICACIÓN CRITERIO DE CHAUVENET

Se aplicará Chauvenet para la última iteración de los valores obtenidos en la ecuación (5.24).

$$\ln \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{D_h}{C_f \cdot Re_f^a \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \cdot k_f} \right) \cdot \frac{k_c \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right) = \ln(C_c) + a \cdot \ln(Re_c) \quad (5.24)$$

Como ya se explicó la ecuación (5.24) se ajusta a una recta, por tanto se aplicará el criterio de Chauvenet para los datos de esta recta (figura 30) para comprobar que no existe ningún dato erróneo.

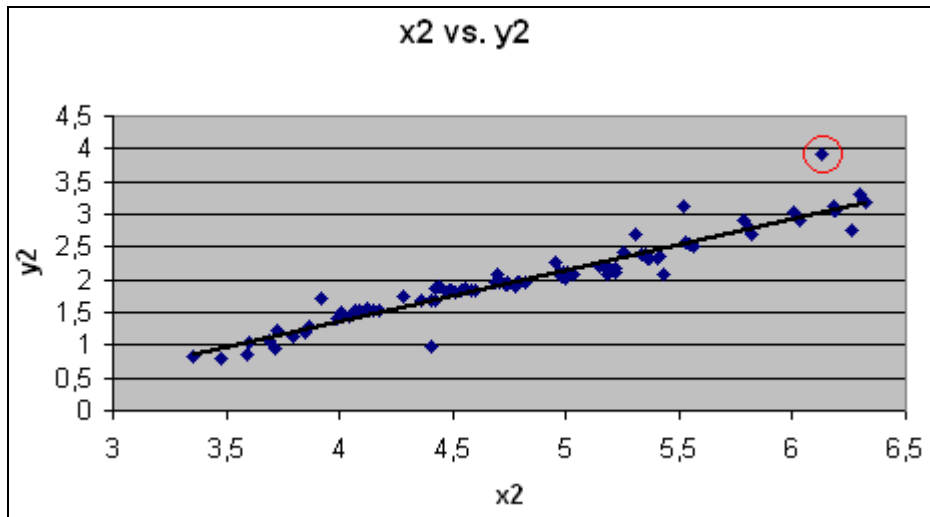


Figura 30. Gráfica de los datos experimentales de la ecuación (5.24) en su última iteración

La ecuación de la recta para la cual se ajustan los datos será:

$$f(x_2) = 0.7881 \cdot x_2 - 1.7942 \quad (5.28)$$



Para calcular DR_i (5.27), las variables de la expresión para el caso que se estudia toman los siguientes valores:

$$DR_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (5.27)$$

donde:

$$- x_i = y_2$$

$$- \bar{x} = f(x_2)$$

$$- \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (5.29)$$

Por lo que se calcula DR_i para cada punto de la recta y se compara con el valor de DR_0 , calculado mediante interpolación en la tabla 4 (para $n = 95$, $DR_0 = 2.786$). Existiendo un punto que puede ser rechazado (señalado con un círculo rojo en la figura 32). Dicho punto corresponde con el punto señalado en azul en el ANEXO A y B. Como puede observarse en el ANEXO A, se trata del experimento realizado de forma consecutiva con un experimento que resultó erróneo. Por otro lado comparando con los mismos experimentos para los cuales se mantiene la temperatura de salida del agua constante a 95°C y el caudal de agua constante a $2,5 \text{ Kg/min}$, variando solo el caudal de aceite, la potencia para este experimento se aleja bastante del resto, cuando debería ser estable. Por ello se considera un error y se descarta este resultado.

Se vuelve a realizar de nuevo todo el proceso del criterio de Chauvenet para los 94 datos restantes. Rechazándose otros seis puntos más, la eliminación de estos puntos aparecen señalados en color verde en el ANEXO A y B. En la tabla 5 se resume el criterio de Chauvenet con los puntos descartados en el orden de descarte, así como la desviación DR por la que son descartados.

Tabla 5. Puntos descartados mediante el criterio de Chauvenet

Descarte	T salida del agua [$^\circ\text{C}$]	Q agua [kg/min]	Q aceite [Hz]	datos (n)	DR	DR_0
1	95	2,5	30	95	4,91	2,786
2	55	2,5	12	94	4,69	2,7812
3	95	2,5	15	93	4,42	2,7764
4	55	2,5	8	92	3,47	2,7716
5	85	2,5	15	91	3,53	2,7668
6	95	2,5	35	90	3,34	2,762
7	95	2,5	12	89	3,27	2,7572



Los siete puntos descartados tienen como caudal de agua 2,5 Kg/min. esto es lógico ya que para menor caudal es más difícil que el proceso sea estable, produciéndose un error más alto. También destacar que de los siete puntos descartados, cuatro son para los experimentos tomados con temperatura de salida del agua constante a 95 °C y caudal de agua constante a 2,5 Kg/min., que como ya se vio anteriormente se tuvo un error de medición para estas variables y el caudal de aceite de 25 Hz. Por tanto al aplicar Chauvenet se descartan más datos realizados manteniendo dichas variables constantes y variando el caudal del aceite, posiblemente por no tener una potencia del vatímetro constante.

En la figura 31 se muestra la distribución de los datos x_2 e y_2 una vez aplicado el criterio de Chauvenet y haber eliminado los puntos conflictivos. Se puede observar como la distribución es uniforme en torno a la recta.

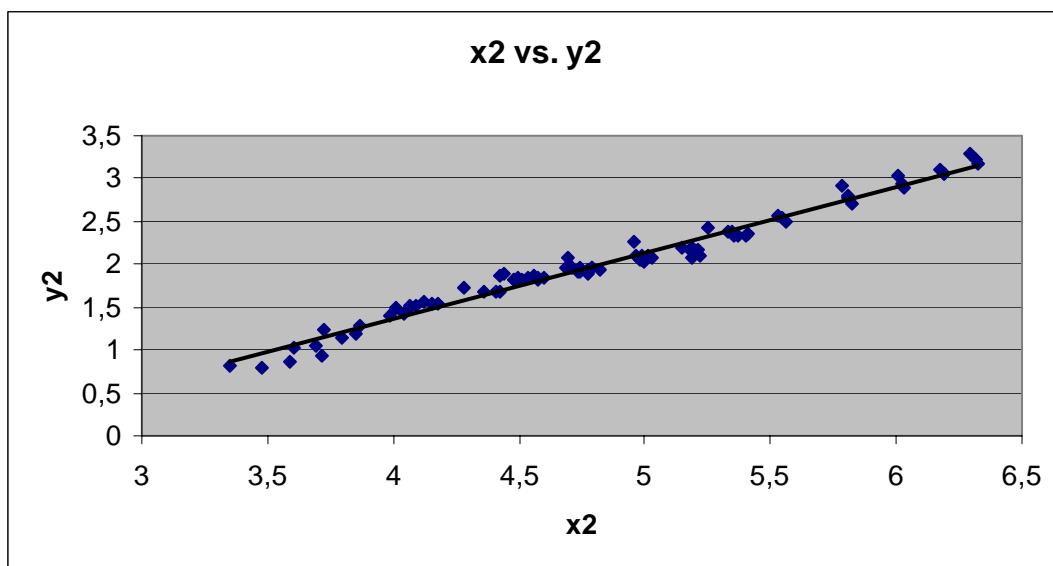


Figura 31. Representación de x_2 vs. y_2 , aplicado el criterio de Chauvenet

Al aplicar el criterio de Chauvenet se descarta siete datos, con lo cual se debe volver a calcular mediante el programa del método de Wilson (ANEXO C) los nuevos valores de “a”, “ C_f ” y “ C_c ”. El proceso del programa es igual que el explicado en el apartado 5.2.2. IMPLEMENTACIÓN, variando solo los datos que pasan de 95 a 88. Los nuevos valores de “a”, “ C_f ” y “ C_c ” son:

- $a = 0.761$
- $C_f = 0.145$
- $C_c = 0.182$



Se vuelven a comparar gráficamente mediante la expresión (5.16), los valores teóricos del coeficiente de transferencia global y los experimentales de los coeficientes de convección para los nuevos valores de “a”, “C_f” y “C_c”.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_c \cdot \text{Re}_c^a \cdot \text{Pr}_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_c}{L_c}} + \frac{1}{C_f \cdot \text{Re}_f^a \cdot \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{L_c}} \quad (5.16)$$

Se recuerda que:

- comprobación1 = resultados teóricos
- comprobación2 = resultados experimentales

El nuevo gráfico que se obtiene es el siguiente:

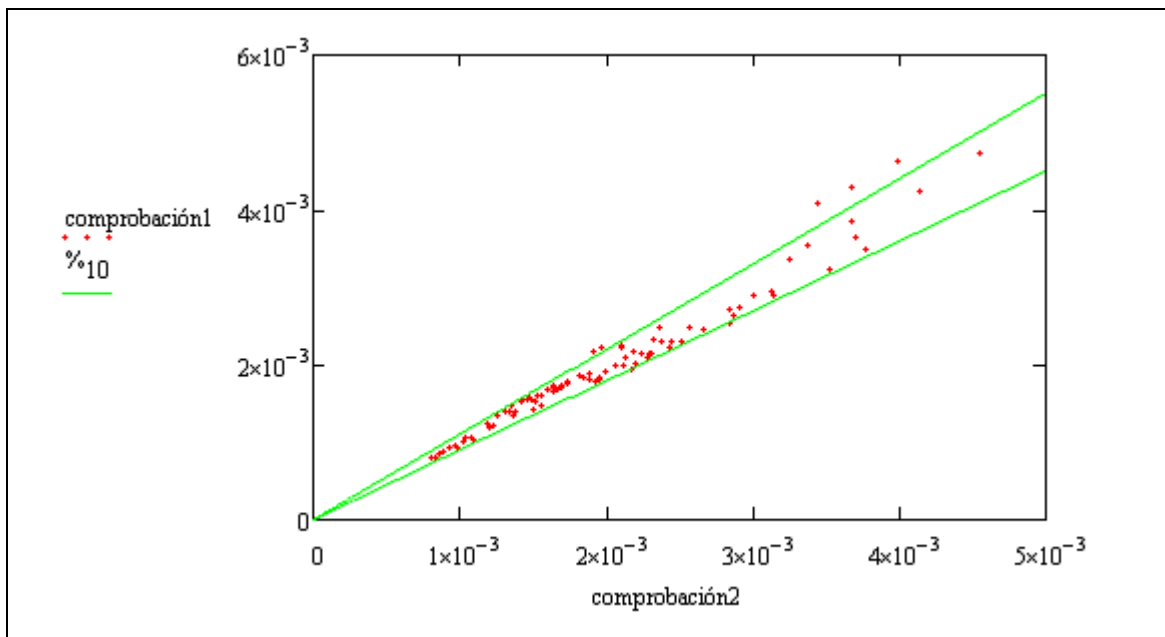


Figura 32. Resultados teóricos vs. Experimentales, para los datos una vez aplicado el criterio de Chauvenet

En la figura 32 puede observarse como para prácticamente todos los puntos se cumple que el coeficiente de transferencia calculado experimentalmente y teóricamente es idéntico (dentro de un margen de error del 10 %).



5.1.2. INCERTIDUMBRE DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

Ya que se trata de un proceso experimental, se debe calcular la incertidumbre del coeficiente de convección.

Puesto que el coeficiente de convección es una variable en función de otras variables es decir:

$$h = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5.30)$$

la incertidumbre se realizará mediante el cálculo de propagación de errores (5.31).

$$\Delta h = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial h}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (5.31)$$

Pero como se ha visto, antes de calcular el coeficiente de convección se debe realizar un proceso en el cual es necesario calcular las incertidumbres de todas las variables mediante propagación de errores.

A continuación se realiza el proceso de cálculo de la incertidumbre del coeficiente de convección calculando todas las incertidumbres previas.

- Incertidumbre de la temperatura de entrada y salida del intercambiador

Son dadas por el fabricante y serán de 0,1 °C tanto para el fluido frío (agua) como para el caliente (aceite).

$$\Delta T_{fe} = \pm 0.248 \%$$

$$\Delta T_{fs} = \pm 0.182 \%$$

$$\Delta T_{ce} = \pm 0.181 \%$$

$$\Delta T_{cs} = \pm 0.195 \%$$



- Incertidumbre de la temperatura media

Se calcula a partir de la expresión (5.32), como solo depende de la temperatura de entrada y salida al intercambiador, la incertidumbre será la misma para el agua que para el aceite.

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (5.32)$$

$$\Delta T_m = \sqrt{\left(\frac{\partial T_m}{\partial T_e} \cdot \Delta T_e\right)^2 + \left(\frac{\partial T_m}{\partial T_s} \cdot \Delta T_s\right)^2} = \frac{\sqrt{(\Delta T_e)^2 + (\Delta T_s)^2}}{2} \quad (5.33)$$

$$\Delta T_{mf} = \pm 0.148 \%$$

$$\Delta T_{mc} = \pm 0.13 \%$$

- Incertidumbre de las propiedades físicas de los fluidos

Las propiedades físicas del agua y del aceite, se expresan como una función que solo depende de la temperatura media (5.34).

$$f(T_m) = Cte \cdot T_m \pm Cte \quad (5.34)$$

Cada propiedad tendrá una ecuación diferente por lo que se tendrán distintas incertidumbres para cada propiedad y para cada fluido.

- Incertidumbre densidad

$$\Delta \rho = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T_m} \cdot \Delta T_m\right)^2} \quad (5.35)$$

$$\Delta \rho_f = \pm 0.005 \%$$

$$\Delta \rho_c = \pm 0.0046 \%$$



- Incertidumbre viscosidad

$$\Delta\mu = \sqrt{\left(\frac{\partial\mu}{\partial T_m} \cdot \Delta T_m\right)^2} \quad (5.36)$$

$$\Delta\mu_f = \pm 0.65 \%$$

$$\Delta\mu_c = \pm 0.217 \%$$

- Incertidumbre C_p

$$\Delta C_p = \sqrt{\left(\frac{\partial C_p}{\partial T_m} \cdot \Delta T_m\right)^2} \quad (5.37)$$

$$\Delta C_{p_f} = \pm 0.0047 \%$$

$$\Delta C_{p_c} = \pm 0.0145 \%$$

- Incertidumbre conductividad térmica

$$\Delta k = \sqrt{\left(\frac{\partial k}{\partial T_m} \cdot \Delta T_m\right)^2} \quad (5.38)$$

$$\Delta k_f = \pm 0.0487 \%$$

$$\Delta k_c = \pm 0.0037 \%$$

• Incertidumbre caudal

En el caso de la bomba de agua la incertidumbre es proporcionada por el fabricante, siendo esta de $2 \cdot 10^{-3}$ Kg/s.

$$\Delta \dot{m}_f = \pm 4.805 \%$$

Mientras que la incertidumbre del caudal de aceite es deducida a partir de la expresión (5.1) de la potencia, obtenida mediante el vatímetro.

$$\dot{m}_c = \frac{Q}{C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs})} = \dot{m}_c = \frac{Q}{C_{p_c} \cdot \Delta T_c} \quad (5.1)$$



La incertidumbre del caudal de aceite es una expresión (5.39) que depende de tres variables por lo que es necesario conocer la incertidumbre de cada una de ellas.

$$\Delta \dot{m}_c = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial Q} \cdot \Delta Q \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial Cp_c} \cdot \Delta Cp_c \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial \Delta T_c} \cdot \Delta T_c \right)^2} \quad (5.39)$$

donde:

$$\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial Q} = \frac{1}{Cp_c \cdot \Delta T_c} \quad (5.40)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial Cp_c} = \frac{-Q}{Cp_c^2 \cdot \Delta T_c} \quad (5.41)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial \Delta T_c} = \frac{-Q}{Cp_c \cdot \Delta T_c^2} \quad (5.42)$$

- Incertidumbre potencia

Es facilitada por el fabricante y será el 0,5 % de cada medida.

$$\Delta Q = \pm 0.5\%$$

- Incertidumbre Cp_c

Calculada anteriormente junto al resto de las propiedades físicas de cada fluido.

$$\Delta Cp_c = \pm 0.0145 \%$$

- Incertidumbre ΔT_c

El incremento de la diferencia de temperatura en el lado caliente, expresión (5.43), depende de la temperatura a la entrada y la salida del intercambiador (en el lado caliente), teniendo por propagación de errores la expresión de la incertidumbre (5.44).

$$(T_{ce} - T_{cs}) = \Delta T_c \quad (5.43)$$

$$\Delta(\Delta T_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T_c}{\partial T_{ce}} \cdot \Delta T_{ce}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_c}{\partial T_{cs}} \cdot \Delta T_{cs}\right)^2} = \sqrt{(\Delta T_{ce})^2 + (\Delta T_{cs})^2} \quad (5.44)$$

$$\Delta(\Delta T_c) = \pm 8.115 \%$$

Se sustituye en la expresión de la incertidumbre del caudal del aceite (5.39) obteniendo:

$$\Delta \dot{m}_c = \pm 8.13 \%$$

• Incertidumbre velocidad

Se efectúa la propagación de errores en la expresión (5.26).

$$v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{n^{\circ}_{canales}}\right)}{(\rho \cdot b \cdot w)} \quad (5.26)$$

$$\Delta v = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial \dot{m}} \cdot \Delta \dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho\right)^2} \quad (5.45)$$

donde:

$$\frac{\partial v}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{\rho \cdot b \cdot w \cdot n^{\circ}_{canales}} \quad (5.46)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \rho} = \frac{-\dot{m}}{\rho^2 \cdot b \cdot w \cdot n^{\circ}_{canales}} \quad (5.47)$$



Se conocen todas las variables luego se sustituye en la expresión (5.45) para el fluido frío y el caliente obteniendo su respectiva incertidumbre.

$$\Delta v_f = \pm 4.805 \%$$

$$\Delta v_c = \pm 8.13 \%$$

- Incertidumbre del Reynolds:

Una de las variables de las que depende el coeficiente de convección, se realiza por propagación de errores en la expresión del número de Reynolds (5.10).

$$\text{Re} = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (5.10)$$

$$\Delta \text{Re} = \sqrt{\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial v} \cdot \Delta v\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} \cdot \Delta \mu\right)^2} \quad (5.48)$$

donde:

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial v} = \frac{\rho \cdot L_c}{\mu} \quad (5.49)$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho} = \frac{v \cdot L_c}{\mu} \quad (5.50)$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} = \frac{-\rho \cdot v \cdot L_c}{\mu^2} \quad (5.51)$$

$$\Delta \text{Re}_f = \pm 4.84 \%$$

$$\Delta \text{Re}_c = \pm 8.133 \%$$



- Incertidumbre del Prandtl

El otro número adimensional del que depende el coeficiente de convección.

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (5.11)$$

$$\Delta \text{Pr} = \sqrt{\left(\frac{\partial \text{Pr}}{\partial \mu} \cdot \Delta \mu\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Pr}}{\partial c_p} \cdot \Delta c_p\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Pr}}{\partial k} \cdot \Delta k\right)^2} \quad (5.52)$$

donde:

$$\frac{\partial \text{Pr}}{\partial \mu} = \frac{c_p}{k} \quad (5.53)$$

$$\frac{\partial \text{Pr}}{\partial c_p} = \frac{\mu}{k} \quad (5.54)$$

$$\frac{\partial \text{Pr}}{\partial k} = \frac{-c_p \cdot \mu}{k^2} \quad (5.55)$$

$$\Delta \text{Pr}_f = \pm 0.652 \%$$

$$\Delta \text{Pr}_c = \pm 0.218 \%$$

- Incertidumbre del Nusselt

Será la incertidumbre de la cual depende el coeficiente de convección, en función del Reynolds y el Prandtl, los cuales han sido hallados anteriormente.

$$Nu = C \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (5.9)$$

$$\Delta Nu = \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial \text{Re}} \cdot \Delta \text{Re}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \text{Pr}} \cdot \Delta \text{Pr}\right)^2} \quad (5.56)$$



donde:

$$\frac{\partial Nu}{\partial Re} = a \cdot C \cdot Re^{a-1} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.57)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial Pr} = \frac{C \cdot Re^a \cdot Pr^{\frac{2}{3}}}{3} \quad (5.58)$$

$$\Delta Nu_f = \pm 3.69 \%$$

$$\Delta Nu_c = \pm 6.19 \%$$

- Incertidumbre del coeficiente de convección

Finalmente se conocen todas las incertidumbres de las cuales depende el coeficiente de convección, calculando la incertidumbre de éste mediante propagación de errores de la expresión (5.12).

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (5.12)$$

$$\Delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial Nu} \cdot \Delta Nu \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial k} \cdot \Delta k \right)^2} \quad (5.59)$$

$$\frac{\partial h}{\partial Nu} = \frac{k}{L_c} \quad (5.60)$$

$$\frac{\partial h}{\partial k} = \frac{Nu}{L_c} \quad (5.61)$$

$$\Delta h_f = \pm 3.691 \%$$

$$\Delta h_c = \pm 6.19 \%$$



En la tabla 6 se resumen las incertidumbres y el rango de las variables relacionadas con el coeficiente de convección.

Tabla 6. Resumen incertidumbres del coeficiente de convección

Variable	Fluido	Rango	Incertidumbre (%)
T_e [°C]	agua	40,3 - 79,9	$\pm 0,248$
	aceite	55,2 - 113,5	$\pm 0,181$
T_s [°C]	agua	54,7 - 95,4	$\pm 0,182$
	aceite	51,2 - 92,5	$\pm 0,195$
T_m [°C]	agua	47,7 - 87,5	$\pm 0,148$
	aceite	54,3 - 99,1	$\pm 0,13$
ρ [Kg/m ³]	agua	966,7 - 988,7	$\pm 0,005$
	aceite	832,6 - 857	$\pm 0,0046$
μ [Pa·s]	agua	$3,2 \cdot 10^{-4}$ - $5,7 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,65$
	aceite	$2,8 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,217$
C_p [J/Kg·°C]	agua	4180,7 - 4204,1	$\pm 0,0047$
	aceite	1936,8 - 2115,4	$\pm 0,0145$
K [W/m·°C]	agua	0,64 - 0,674	$\pm 0,0487$
	aceite	0,112 - 0,115	$\pm 0,0037$
\dot{m} [Kg/s]	agua	$4,162 \cdot 10^{-2}$ - 0,15	$\pm 4,805$
	aceite	0,12 - 1,21	$\pm 8,13$
v (m/s)	agua	$1,11 \cdot 10^{-2}$ - $4,07 \cdot 10^{-2}$	$\pm 4,805$
	aceite	$4,3 \cdot 10^{-2}$ - 0,43	$\pm 8,13$
Re	agua	95,85 - 559,53	$\pm 4,84$
	aceite	28,6 - 557,1	$\pm 8,133$
Pr	agua	1,99 - 3,7	$\pm 0,652$
	aceite	53 - 133,3	$\pm 0,218$
Nu	agua	7 - 22,1	$\pm 3,69$
	aceite	11,9 - 86,3	$\pm 6,19$
h [W/m ² ·°C]	agua	937,2 - 3103,2	$\pm 3,691$
	aceite	285,4 - 2034	$\pm 6,19$



5.3. CÁLCULO FACTOR DE FRICCIÓN

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva, ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos y por tanto influye en la inversión, en los costes de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo. La pérdida de carga no puede ser demasiado elevada, por lo que dependiendo de la aplicación y sus características tendrán valores máximos permitidos. Para valores superiores no es rentable el uso del intercambiador.

Para nuestro caso la pérdida de carga se medirá en el lado del aceite, colocando un diferencial de presión conectado en los puertos de entrada y salida del aceite.

La pérdida de carga depende de un factor “ f ”, factor de fricción de Fanning. En este apartado se evalúa dicho factor de fricción de Fanning, definido como (referencia [7] de la bibliografía):

$$f = \frac{\Delta P_{fric} \cdot L_c}{2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot H} \quad (5.62)$$

donde:

- ΔP_{fric} = pérdida de carga en el intercambiador.
- L_c = longitud característica, expresión (5.13)

$$L_c = 2 \cdot b \quad (5.13)$$

- ρ = densidad del fluido
- v = velocidad del fluido en el intercambiador
- H = distancia entre los puertos de entrada y salida del intercambiador de un mismo fluido

La pérdida de carga debida a la fricción en el intercambiador (ΔP_{fric}) se obtiene mediante la siguiente expresión (referencia [7] de la bibliografía):

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_{med} - \Delta P_{sin g} - \Delta P_{col} \quad (5.63)$$



donde:

- ΔP_{med} = la pérdida de carga medida experimentalmente
- ΔP_{sing} = la pérdida de carga debida a singularidades. Estas pérdidas pueden ser debidas a:
 - Entradas o salidas de tuberías
 - Expansiones o contracciones bruscas / graduales
 - Curvas, codos, “Tes” y otros accesorios
 - Válvulas, abiertas o parcialmente cerradas
- ΔP_{col} = la presión diferencial debida a la columna de líquido presente en el interior del intercambiador, se calcula con la siguiente expresión:

$$\Delta P_{col} = \rho \cdot g \cdot H \quad (5.64)$$

Debido a que la presión es medida mediante un diferencial de presión se tendrá $\Delta P_{col} = 0$, ya que no existe columna de líquido al medirse en un mismo punto, el diafragma del diferencial de presión.

Con lo cual la pérdida de carga debida a la fricción (5.63), se simplifica llegando a la siguiente expresión.

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_{med} - \Delta P_{sing} \quad (5.65)$$

Para el caso de las pérdidas de carga debida a las singularidades (ΔP_{sing}), dependerá del número y tipo de singularidades, siendo la suma de todas ellas. En nuestro caso se tendrán tres singularidades a tener en cuenta, un codo de 90° en la tubería, una expansión brusca en la entrada y una contracción brusca en la salida. Cada singularidad se caracterizará mediante un coeficiente de pérdida “K”, tal que las pérdidas singulares se calcularán mediante la expresión (referencia [10] de la bibliografía):

$$\Delta P_{sing} = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \sum_1^i K_i \quad (5.66)$$



donde:

- ρ = densidad del fluido
- v = velocidad del fluido en la tubería
- K = coeficiente de pérdida

Para poder conocer y definir las pérdidas secundarias, se debe conocer la geometría de la tubería por la que circula el aceite una vez sale del intercambiador y por la que entra el aceite (tabla 7).

Tabla 7. Parámetros tubería

parámetro	medida	unidades
diámetro exterior (De)	25,4	mm
espesor tubería (s)	1,5	mm
diámetro interior (Di)	22,4	mm

Los coeficientes de pérdidas se calcularán de distinta manera para cada tipo de singularidad:

- Codo de 90°. Se calculará mediante tablas, figura 33.

	Diámetro nominal, in								
	Roscado				Acoplado				
	1/2	1	2	4	1	2	4	8	20
Válvulas (abiertas):									
Globo	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5
Compuerta	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03
De retención	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
De ángulo	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Codos:									
45° normal	0.39	0.32	0.30	0.29					
45° suave					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° normal	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° suave	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° normal	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° suave					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10
Tes:									
Flujo directo	0.90	0.90	0.90	0.90	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07
Flujo lateral	2.4	1.8	1.4	1.1	1.0	0.80	0.64	0.58	0.41

Figura 33. Tabla para calcular coeficiente de pérdida
(referencia [10] de la bibliografía)

Se tendrá un codo de 90° normal y acoplado, cuyo diámetro interior es 22.4 mm. (una pulgada son 25.4 mm). Se debe interpolar, pero el dato más pequeño de la tabla mostrada en la figura 33 es para 1 pulgada. Por lo que el coeficiente de pérdida será 0.5 ($K_c = 0.5$).



- Expansión brusca en la entrada. Se calcula mediante la expresión (referencia [10] de la bibliografía):

$$K_{eb} = \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right)^2 \quad (5.67)$$

donde:

- D_i = diámetro interior de la tubería
- D = diámetro del puerto de entrada del intercambiador

- Contracción brusca en la salida. Se calcula mediante la expresión (referencia [10] de la bibliografía):

$$K_{cb} = 0.42 \cdot \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right) \quad (5.68)$$

donde:

- D_i = diámetro interior de la tubería
- D = diámetro del puerto de entrada del intercambiador

Con lo que la expresión final de las pérdidas singulares para nuestro caso será según la expresión (5.66) la siguiente:

$$\Delta P_{\sin g} = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot (K_c + K_{eb} + K_{cb}) \quad (5.69)$$

$$\Delta P_{\sin g} = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \left(K_c + \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right)^2 + 0.42 \cdot \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right) \right) \quad (5.70)$$

Sustituyendo en la expresión de pérdida de carga por fricción (5.65), tendremos una nueva expresión:

$$\Delta P_{frie} = \Delta P_{med} - \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \left(K_c + \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right)^2 + 0.42 \cdot \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right) \right) \right) \quad (5.71)$$

Por lo que ya se puede obtener el valor del factor de fricción, “f”.



Una vez se tenga calculado los resultados obtenidos se ajustan a una ecuación de la forma:

$$f = C \cdot Re^b \quad (5.72)$$

Donde “C” y “b” son constantes en función del número de Reynolds y a determinar mediante correlación con los datos experimentales. Estas constantes son difíciles de calcular ya que la ecuación (5.72) ya que no existe un método de cálculo como sucedía al calcular el coeficiente de convección mediante el método de Wilson.

5.3.1. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Los experimentos para el cálculo de fricción se realizan para el fluido caliente (aceite). Se podría haber realizado igualmente para el fluido frío (agua) y los resultados habrían sido los mismos, pero se escoge el aceite ya que tiene una viscosidad mayor que el agua, teniendo un espectro de valores de Reynolds mayor, para valores de Reynolds bajos. De esta forma se puede ver el paso de laminar a transición y turbulento.

Los experimentos se realizaron fijando dos variables, estas son: la temperatura media del fluido caliente (aceite), y el caudal de aceite. Para la realización de estos experimentos no se realiza transferencia de calor por lo que la temperatura del aceite es prácticamente la misma a la entrada y a la salida del intercambiador, no obstante se realiza la media de las dos. Los experimentos se realizan primero fijando una temperatura del aceite y luego variando el caudal de aceite. Se harán medidas para el aceite sin calentar solo variando el caudal y aumentando la temperatura del aceite y variando su caudal. Se comienza con un caudal de aceite para una frecuencia baja y se mantiene con esa misma frecuencia durante cinco minutos, realizando las medias de los valores. Una vez transcurrido los cinco minutos a una misma frecuencia, se aumenta la frecuencia y se vuelve a mantener durante otros cinco minutos. Se repetirá el mismo proceso hasta que se sobrepase la presión máxima que puede medir el diferencial de presión que se utilizará para medir la caída de presión (ΔP_{med}), 1 bar.

Finalmente se tendrán un total de 140 experimentos, ANEXO D. Aparte de la temperatura media del aceite y la frecuencia del aceite, se obtienen los datos de la caída de presión medida (ΔP_{med}) mediante un diferencial de presión.

Para este caso se tiene el problema que no existe un Coriolis que muestre con exactitud el caudal de aceite, con lo que se desconoce dicho caudal. Tampoco puede hacerse con la expresión de la potencia (5.1) ya que no existe transferencia de calor.

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C p_f \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad (5.1)$$

Por lo que se hará experimentalmente como se explica en el siguiente apartado.



5.3.1.1. CÁLCULO CAUDAL BOMBA DE ACEITE

El caudal de aceite dependerá de dos variables: la frecuencia de la bomba y la temperatura de aceite. Por lo que para determinar el caudal de aceite se tomarán una serie de experimentos variando la frecuencia y temperatura midiendo el caudal de aceite para cada experimento, tabla 8.

Tabla 8. Experimentos del caudal de aceite

f [Hz]	T ^a [°C]	\dot{m} [kg/min]
5	22	12,35
10	22	23,4
15	22	34,4
20	22	44,925
25	22	56,05
30	22	66,85
35	22	78,24
40	22	88,275
10	80	22,475
20	80	43,025
30	80	63,4
40	80	82,425
10	100	22,025
20	100	42,075
30	100	61,9
40	100	80,625
10	130	21,3
20	130	40,275
30	130	59,3
40	130	76,65
10	140	21
20	140	40,125
30	140	56,7
40	140	73,05

Para conocer el valor del caudal de aceite para cualquier frecuencia y temperatura se realiza en el programa Mathcad una curva de regresión multivariada (en este caso dos variables), ANEXO E.

De esta forma, con este programa se introducen los datos experimentales de la frecuencia y temperatura obtenido para cada dato de la pérdida de carga y se obtiene el caudal de aceite para cada experimento (figura 34).

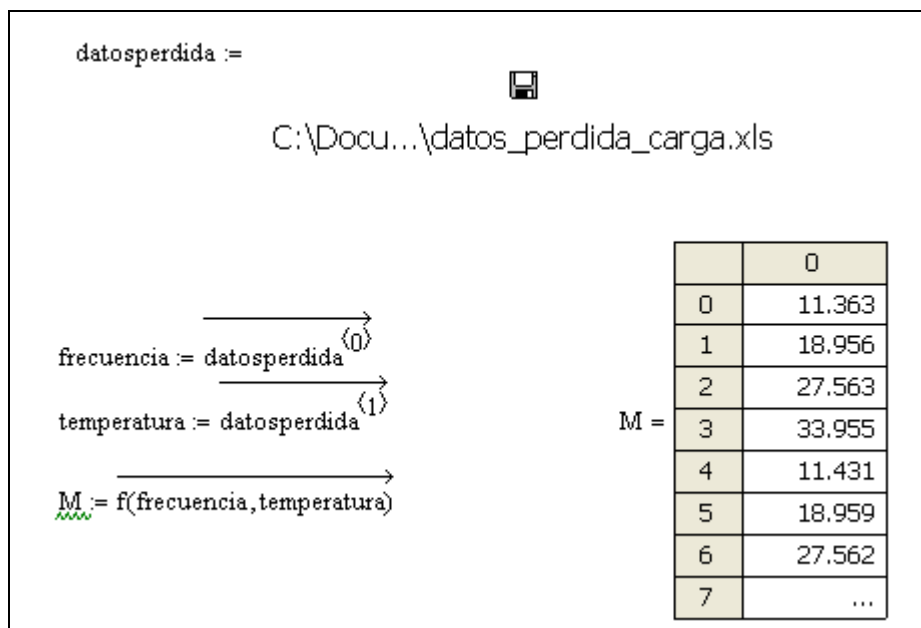


Figura 34. Caudal de aceite para los experimentos de pérdida de carga

5.3.2. IMPLEMENTACIÓN

Al igual que para el cálculo del coeficiente de convección, el cálculo del factor de fricción de Fanning se realizará en el programa matemático Mathcad. Se explicará durante este apartado paso por paso la realización del programa, que se encuentra íntegro en el ANEXO F.

Para empezar en el programa se definen los parámetros geométricos necesarios (diámetro tubería, parámetros geométricos del intercambiador) y se exportan de una hoja de cálculo Excel (ANEXO D) los datos de las variables recogidas experimentalmente y las propiedades físicas del aceite para cada dato experimental, figura 35.

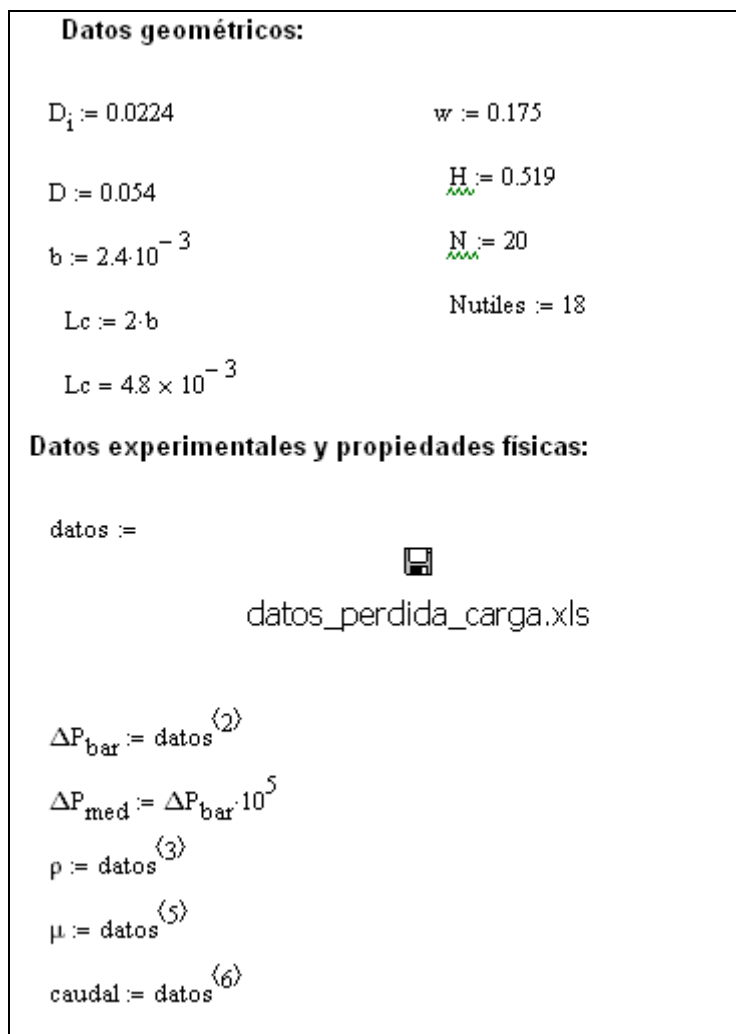


Figura 35. Datos geométricos, variables experimentales y propiedades físicas definidos en Mathcad

Se puede observar que para pasar los datos de pérdida de carga medidos, llamado “ ΔP_{bar} ”, se multiplica por 10^5 , pasando de bar a unidades del sistema internacional, Pa, llamándose este último “ ΔP_{med} ”.

Acto seguido se calcula las velocidades del aceite, tanto en el intercambiador como en la tubería, puesto que será necesaria para calcular las pérdidas singulares. Para el intercambiador se calculará mediante la expresión (5.26), obteniendo la velocidad del aceite dentro del intercambiador (por canal), como se trata del aceite se tendrán 8 canales.

$$v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{n^{\circ}_{\text{canales}}} \right)}{(\rho \cdot b \cdot w)} \quad (5.26)$$



Para hallar la velocidad en la tubería se partirá de la misma expresión (5.26) sustituyendo el área del canal (b·w) por el área de la tubería $\pi \frac{D_i^2}{4}$. En este caso solo circula por una tubería, por lo que no es necesario dividir el caudal, como ocurriría para la velocidad en el intercambiador en el que se tiene varios canales, en la figura 36 se muestra el cálculo de las velocidades.

Velocidades:

$$v_{\text{tubo}} := \frac{\left(\frac{\text{caudal}}{60} \right)}{\rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_1^2}{4} \right)}$$
$$v_{\text{intercambiador}} := \frac{\left[\frac{\text{caudal}}{\left(\frac{\text{Nútiles}}{2} - 1 \right) \cdot 60} \right]}{(\rho \cdot b \cdot w)}$$

Figura 36. Cálculo de la velocidad en Mathcad

Como puede observarse en la figura 36, el caudal de aceite (definido en el programa de Mathcad como “caudal”) se divide entre 60, para pasar a unidades del sistema internacional. Se pasa de [Kg/min] a [Kg/s].

El siguiente paso es calcular la pérdida de carga debida por las singularidades. Como ya se comentó se tendrán tres singularidades que se deben tener en cuenta: un codo de 90°, una expansión brusca a la entrada del intercambiador y una contracción brusca a la salida del intercambiador. Cada singularidad se caracteriza por un coeficiente de pérdida “K”, (calculados en el apartado 5.3. CÁLCULO COEFICIENTE DE FRICCIÓN) figura 37.



Cálculo de pérdidas singulares:

Codos :

$$K_c := 0.5$$

Expansión :

$$K_{eb} := \left(1 - \frac{D_1^2}{D^2}\right)^2 \quad K_{eb} = 0.685$$

Contracción :

$$K_{cb} := 0.42 \cdot \left(1 - \frac{D_1^2}{D^2}\right) \quad K_{cb} = 0.348$$

$$\Delta P_{sing} := \left[(K_c + K_{eb} + K_{cb}) \cdot \rho \cdot v_{tubo}^2 \cdot \frac{1}{2} \right]$$

Figura 37. Cálculo de pérdidas singulares en Mathcad

Para las pérdidas de carga singulares, se utiliza la velocidad en la tubería (“ v_{tubo} ”), debido a que las singularidades que se tienen se producen con relación a la tubería.

Utilizando la expresión (5.65):

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_{med} - \Delta P_{sing} \quad (5.65)$$

Se halla la pérdida de carga por fricción y se puede calcular el factor de fricción de Fanning (5.62) al tener todas las variables necesarias (figura 38).

$$f = \frac{\Delta P_{fric} \cdot L_c}{2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot H} \quad (5.62)$$



Factor de fricción:

$$\Delta P_f := (\Delta P_{med} - \Delta P_{sing})$$
$$f := \frac{\Delta P_f L_c}{2 \cdot \rho \cdot v_{intercambiador}^2 \cdot H}$$

Figura 38. Cálculo factor de fricción de Fanning en Mathcad

Por último se representa el factor de fricción de Fanning en función del número de Reynolds (5.10), figura 39.

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (5.10)$$

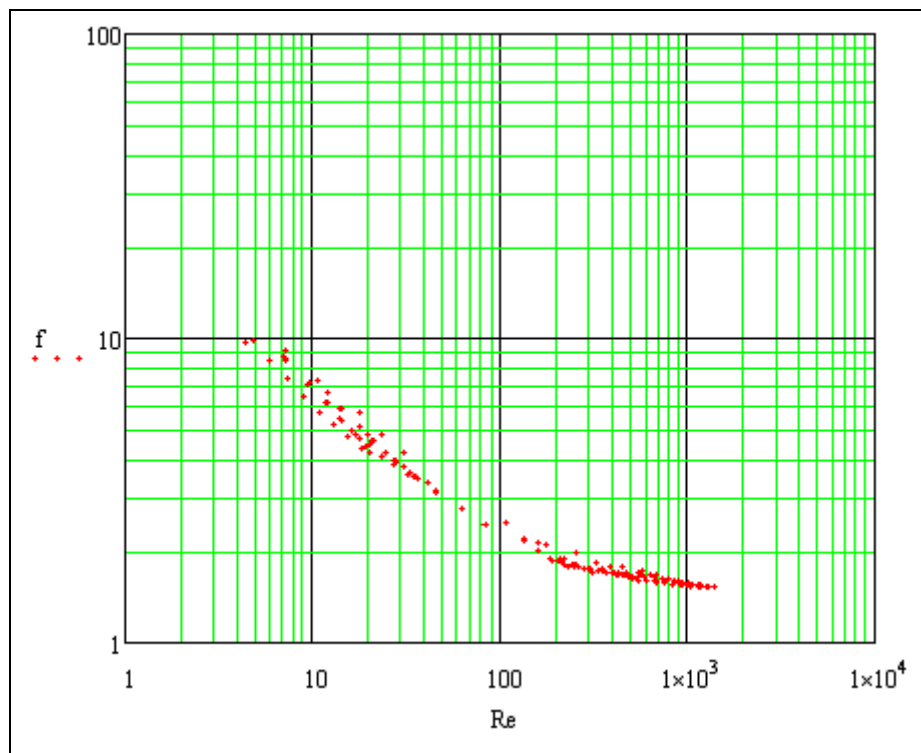


Figura 39. Factor de fricción de Fanning vs. Número de Reynolds

En el gráfico se pueden distinguir tres zonas:

- Zona de flujo laminar. El factor de fricción desciende rápidamente para un intervalo muy pequeño del número de Reynolds. Se tendrá este comportamiento durante el intervalo de Reynolds 4-50, descendiendo el factor de fricción desde 10 hasta 3.



- Zona de transición. El factor de fricción ya no desciende tan rápidamente. Esta zona se da desde un número de Reynolds 50 hasta 200, descendiendo el factor de fricción de 3 a 2.
- Zona de flujo turbulento. El factor de fricción desciende lentamente, dicha zona comienza aproximadamente desde $Re = 200$. El rango experimental abarca de $Re = 200$ hasta el valor más de Reynolds hallado experimentalmente ($Re = 1388$) donde el factor de fricción solo desciende 0,5 (de 2 a 1,5).

5.3.3. CORRELACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN

No existe un método para hallar una correlación del factor de fricción como era el caso del método de Wilson para el cálculo de la correlación del Nusselt.

La forma de proceder para calcular la correlación del factor de fricción, será por zonas, es decir, como se ha podido observar en la figura 39 se tendrán tres zonas diferenciadas por tanto cada zona se ajustará a un modelo de curva exponencial, expresión (5.72), cada una con sus valores de “C” y “b”.

$$f = C \cdot Re^b \quad (5.72)$$

El cálculo se realizará en Mathcad mediante la función “genfit”, la cual devuelve una función de ajuste de la forma $y = C \cdot x^b$, siendo “y” el valor del factor de fricción y “x” el valor de Reynolds.

Por tanto se introducirán en Mathcad tres rangos distintos de valores, cada uno correspondiente a la zona donde se encuentre según el Reynolds, y se calcularán para cada rango el valor del coeficiente de fricción del modo explicado en el punto 5.3.2. IMPLEMENTACIÓN. Una vez hallado el factor de fricción se ajustan los datos mediante la función “genfit”.

Los valores de “C” y “b” para cada rango de Reynolds son los siguientes:

- Zona de flujo laminar, $Re < 50$
 - $C = 23,395$
 - $b = -0,531$
- Zona de transición, $50 < Re < 200$
 - $C = 10,98$
 - $b = -0,33$



- Zona de flujo turbulento, $Re > 200$
 - $C = 3,251$
 - $b = -0,107$

La representación de las correlaciones halladas experimentalmente según se muestra en la figura 40 frente a los puntos experimentales ofrecen un buen ajuste para las zonas de transición y turbulencia, mientras que para la zona de flujo laminar el ajuste no es tan bueno.

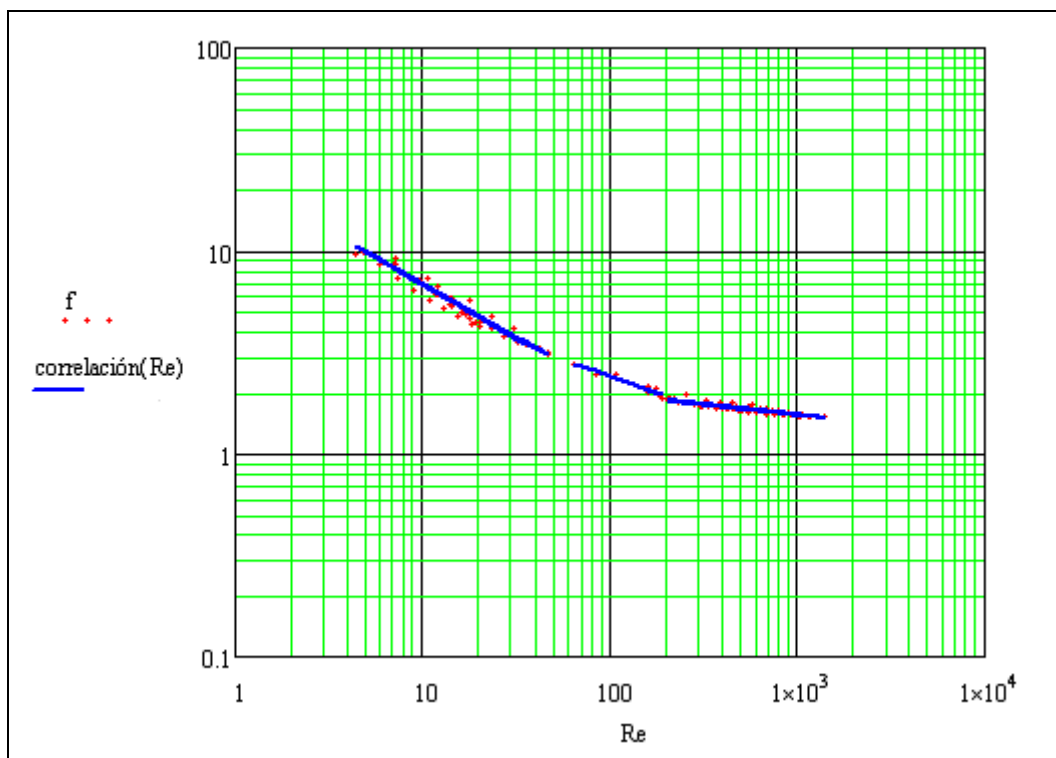


Figura 40. Comparación correlaciones experimentales del factor de fricción vs. datos experimentales del factor de fricción

Al igual que se hizo para el cálculo del coeficiente de convección se aplicará el método estadístico de Chauvenet para cada rango de tal forma que se evite la existencia de algún punto erróneo.



5.3.4. APLICACIÓN CRITERIO DE CHAUVENET

Se aplicará Chauvenet para cada zona, puesto que cada una presenta una correlación diferente.

- Zona de flujo laminar, $Re < 50$

Observando la figura 40, se trata de la zona que presenta un ajuste algo menor por lo que parece que pudiese existir algún dato erróneo.

Se tendrán un total de 51 datos experimentales en la zona de flujo laminar. La ecuación para la cual se ajustan dichos datos es la siguiente:

$$f = 23.395 \cdot Re^{-0.531} \quad (5.73)$$

Se calcula DR_i (5.27) para cada dato experimental del factor de fricción perteneciente a la zona de flujo laminar.

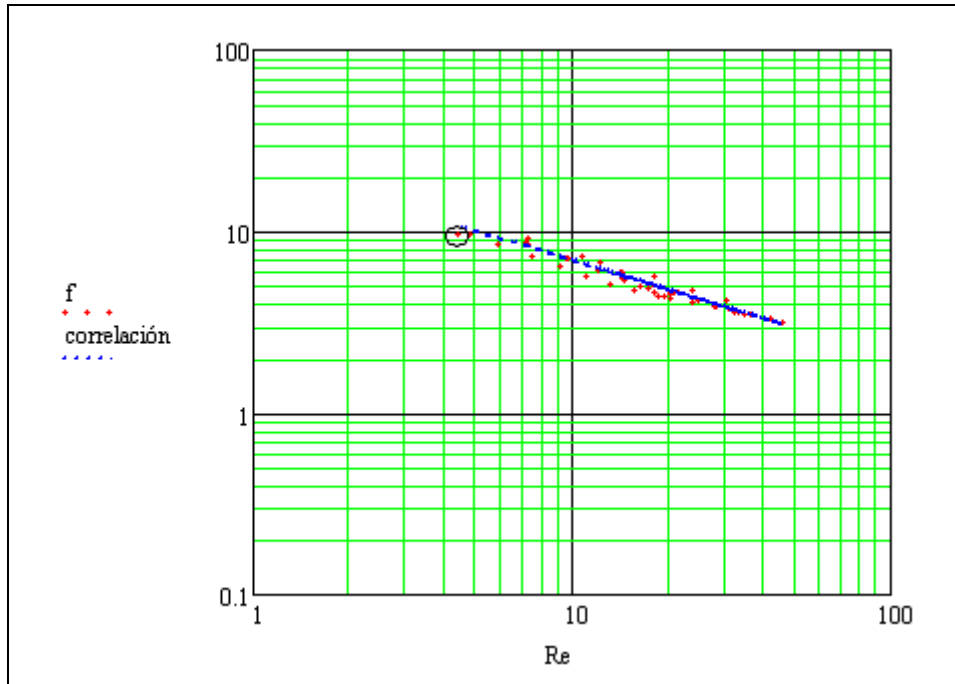
$$DR_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (5.27)$$

donde:

- x_i = el valor del factor de fricción “f” hallado experimentalmente
- \bar{x} = el valor del factor de fricción sustituyendo en la expresión (5.73)

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (5.29)$$

Por lo que se calcula DR_i para cada punto y se compara con el valor de DR_0 , calculado mediante interpolación en la tabla 4 (para $n = 51$, $DR_0 = 2.5748$). Siendo todos los puntos válidos. El punto que presenta mayor DR_i (señalado en la figura 41 con un círculo negro) será de 2,227.

**Figura 41. Punto con mayor desviación para la zona laminar**

- Zona de transición, $50 < Re < 200$

Se realizará del mismo modo que en el caso de la zona laminar. Para la zona de transición se tendrán solo 12 datos experimentales, por lo que el valor de DR_0 para $n = 12$, será de 2,028 (tabla 4).

La expresión (5.74) será la ecuación de la zona de transición.

$$f = 10.98 \cdot Re^{-0.33} \quad (5.74)$$

Se calcula DR_i en los puntos de la zona de transición y al comparar con DR_0 , no se tiene ningún punto sospechoso.

- Zona de flujo turbulento, $Re > 200$

El número de medidas experimentales del factor de fricción para $Re > 200$ son las restantes, $n = 77$ ($DR_0 = 2,6996$, tabla 4).

La ecuación a la cual se aplicará el criterio de Chauvenet para los datos experimentales del factor de fricción con un valor de $Re > 200$, será la expresión (5.75).

$$f = 3.251 \cdot Re^{-0.107} \quad (5.75)$$

Como se preveía al observar la figura 40, al comparar la desviación DR_i para cada punto con DR_0 , no se tendrá ningún punto sospechoso.



5.3.5. INCERTIDUMBRE DEL FACTOR DE FRICCIÓN

Como en el caso del coeficiente de convección se debe calcular la incertidumbre del factor de fricción al tratarse de un proceso experimental.

El proceso a seguir será igual al realizado para calcular la incertidumbre del coeficiente de convección, mediante propagación de errores, comenzando por incertidumbres de los componentes (facilitadas por el fabricante) hasta llegar a la incertidumbre del factor de fricción.

- Incertidumbre diferencial de presión

Es un dato de fabricante, cuyo valor es el 0,25 % del fondo de escala (1 bar), es decir $2,5 \cdot 10^{-3}$ bar (250 Pa).

$$\Delta(\Delta P_{med}) = \pm 3.3 \%$$

- Incertidumbre de la temperatura de entrada y salida del intercambiador

Las mismas que para el coeficiente de convección, 0,1 °C (dato de fabricante).

- Incertidumbre de la temperatura media

Al no cambiar las incertidumbres de la temperatura de entrada y salida, la incertidumbre de la temperatura media tampoco cambiará.

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (5.32)$$

$$\Delta T_m = \sqrt{\left(\frac{\partial T_m}{\partial T_e} \Delta T_e\right)^2 + \left(\frac{\partial T_m}{\partial T_s} \Delta T_s\right)^2} = \frac{\sqrt{(\Delta T_e)^2 + (\Delta T_s)^2}}{2} \quad (5.33)$$

$$\Delta T_m = \pm 0.559 \%$$

- Incertidumbre de las propiedades físicas de los fluidos

Para el factor de fricción solo se calculará las incertidumbres de la densidad y la viscosidad del aceite (solo serán necesarias estas propiedades para calcular el factor de fricción).

Como ya se explicó, dichas propiedades físicas se expresan como una función que solo depende de la temperatura media (5.34).



$$f(T_m) = Cte \cdot T_m \pm Cte \quad (5.34)$$

$$\Delta\rho = \pm 0.0047 \%$$

$$\Delta\mu = \pm 0.933 \%$$

- Incertidumbre caudal

No se calculará a partir de la incertidumbre del vatímetro sino que es ofrecida por el fabricante, $5,83 \cdot 10^{-3}$ Kg/s.

$$\Delta \dot{m} = \pm 3.011 \%$$

- Incertidumbre velocidad en tubo

Se halla mediante propagación de errores de la expresión (5.73).

$$v_{tubo} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \right)} \quad (5.76)$$

$$\Delta v_{tubo} = \sqrt{\left(\frac{\partial v_{tubo}}{\partial \dot{m}} \cdot \Delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_{tubo}}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho \right)^2} \quad (5.77)$$

donde:

$$\frac{\partial v}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{\rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \right)} \quad (5.78)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \rho} = \frac{-\dot{m}}{\rho^2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \right)} \quad (5.79)$$

$$\Delta v_{tubo} = \pm 3.011 \%$$



- Incertidumbre velocidad por canal

Se calcula a partir de la expresión de la velocidad por canal (5.26). La expresión de la incertidumbre para la velocidad por canal ya se empleó para calcular la incertidumbre del coeficiente de convección.

$$v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{n^{\circ}_{\text{canales}}} \right)}{(\rho \cdot b \cdot w)} \quad (5.26)$$

$$\Delta v = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial \dot{m}} \cdot \Delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho \right)^2} \quad (5.45)$$

donde:

$$\frac{\partial v}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{\rho \cdot b \cdot w \cdot n^{\circ}_{\text{canales}}} \quad (5.46)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \rho} = \frac{-\dot{m}}{\rho^2 \cdot b \cdot w \cdot n^{\circ}_{\text{canales}}} \quad (5.47)$$

$$\Delta v = \pm 3.011\%$$

- Incertidumbre perdidas singulares

Como para el resto de las incertidumbres se realizará por propagación de errores.

$$\Delta P_{\text{sin } g} = \frac{\rho \cdot v_{\text{tubo}}^2}{2} \cdot (K_c + K_{eb} + K_{cb}) \quad (5.69)$$

$$\Delta(\Delta P_{\text{sin } g}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta P_{\text{sin } g}}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta P_{\text{sin } g}}{\partial v_{\text{tubo}}} \cdot \Delta v_{\text{tubo}} \right)^2} \quad (5.80)$$

donde:

$$\frac{\partial \Delta P_{\text{sin } g}}{\partial \rho} = \frac{v_{\text{tubo}}^2}{2} \cdot (K_c + K_{eb} + K_{cb}) \quad (5.81)$$



$$\frac{\partial \Delta P_{\sin g}}{\partial v_{tubo}} = \rho \cdot v_{tubo} \cdot (K_c + K_{eb} + K_{cb}) \quad (5.82)$$

$$\Delta(\Delta P_{\sin g}) = \pm 6.023 \%$$

- Incertidumbre de la pérdida de carga

Se parte de la expresión (5.65) obteniéndose como incertidumbre la expresión (5.81).

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_{med} - \Delta P_{\sin g} \quad (5.65)$$

$$\Delta(\Delta P_{fric}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta P_{fric}}{\partial \Delta P_{med}} \cdot \Delta(\Delta P_{med})\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta P_{fric}}{\partial \Delta P_{\sin g}} \cdot \Delta(\Delta P_{\sin g})\right)^2} \quad (5.83)$$

$$\Delta(\Delta P_{fric}) = \sqrt{(\Delta(\Delta P_{med}))^2 + (\Delta(-\Delta P_{\sin g}))^2} \quad (5.84)$$

$$\Delta(\Delta P_{fric}) = \pm 3.436 \%$$

- Incertidumbre número de Reynolds

Dicha incertidumbre fue calculada en el apartado de la incertidumbre del coeficiente de convección. Por tanto la expresión (5.48) será idéntica.

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (5.10)$$

$$\Delta Re = \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial v} \cdot \Delta v\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \mu} \cdot \Delta \mu\right)^2} \quad (5.48)$$

donde:

$$\frac{\partial Re}{\partial v} = \frac{\rho \cdot L_c}{\mu} \quad (5.49)$$



$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho} = \frac{v \cdot L_c}{\mu} \quad (5.50)$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} = \frac{-\rho \cdot v \cdot L_c}{\mu^2} \quad (5.51)$$

$$\Delta \text{Re} = \pm 3,092 \%$$

- Incertidumbre factor de fricción

En último lugar una vez calculadas las incertidumbres de las variables que son necesarias para calcular el factor de fricción, ya se esta en disposición de calcular la incertidumbre de dicho factor.

$$f = \frac{\Delta P_{fric} \cdot L_c}{2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot H} \quad (5.62)$$

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P_{fric}} \cdot \Delta(\Delta P_{fric}) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial v} \cdot \Delta v \right)^2} \quad (5.85)$$

donde:

$$\frac{\partial f}{\partial \Delta P_{fric}} = \frac{L_c}{2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot H} \quad (5.86)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \rho} = \frac{-\Delta P_f \cdot L_c}{2 \cdot \rho^2 \cdot v^2 \cdot H} \quad (5.87)$$

$$\frac{\partial f}{\partial v} = \frac{-\Delta P_f \cdot L_c}{\rho \cdot v \cdot H} \quad (5.88)$$

$$\Delta f = \pm 3,437 \%$$



Se muestran en la tabla 9 un resumen de las incertidumbres y el rango para las variables utilizadas en el cálculo del factor de fricción.

Tabla 9. Resumen incertidumbres factor de fricción

Variable	Rango	Incertidumbre (%)
ΔP_{med} [Pa]	7500 - 99062,5	$\pm 3,3$
T_m [°C]	12,6 - 141,4	$\pm 0,559$
ρ [Kg/m ³]	809,7 - 879,5	$\pm 0,0047$
μ [Pa·s]	$1,5 \cdot 10^{-3}$ - $9,3 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,933$
\dot{m} [Kg/s]	0,19 - 1,53	$\pm 3,011$
v_{tubo} [m/s]	0,56 - 4,77	$\pm 3,011$
v [m/s]	$6,56 \cdot 10^{-2}$ - 0,56	$\pm 3,011$
ΔP_{sing} [Pa]	211 - 14272	$\pm 6,023$
ΔP_{fric} [Pa]	7283,5 - 89642,9	$\pm 3,436$
Re	4,4 - 1388,6	$\pm 3,092$
f	1,52 - 10,63	$\pm 3,437$



5.4. RESULTADOS

En este apartado se realiza un breve resumen de los resultados hallados anteriormente y los rangos de experimentación, para poder comparar con otros autores en el siguiente capítulo.

- *Coeficiente de convección* (5.15), se caracterizará mediante una correlación $Nu = f(Re, Pr)$, por lo que se darán los coeficientes finales de la correlación y el rango de Re y Pr de los experimentos, tanto para el agua como el aceite.

$$h = \frac{C \cdot Re^a \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (5.15)$$

Valores de los coeficientes:

- $a = 0.761$
- $C_f = 0.145$
- $C_c = 0.182$

Correlaciones:

- Fluido frío (agua)

$$Nu = 0.145 \cdot Re_f^{0.761} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \quad 95 < Re_f < 559 \quad 1,99 < Pr_f < 3,7 \quad (5.89)$$

- Fluido caliente (aceite)

$$Nu = 0.182 \cdot Re_c^{0.761} \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \quad 28 < Re_c < 557 \quad 53 < Pr_c < 133 \quad (5.90)$$

- Factor de fricción de Fanning (5.62), se caracterizará mediante una correlación $f = f(Re)$ (5.72), dicha correlación será diferente dependiendo de la zona donde se encuentre (figura 39).

$$f = C \cdot Re^b \quad (5.72)$$



$$f = 23.395 \cdot \text{Re}^{-0.531} \quad \text{Re} < 50 \quad (5.73)$$

$$f = 10.98 \cdot \text{Re}^{-0.33} \quad 50 < \text{Re} < 200 \quad (5.74)$$

$$f = 3.251 \cdot \text{Re}^{-0.107} \quad \text{Re} > 200 \quad (5.75)$$

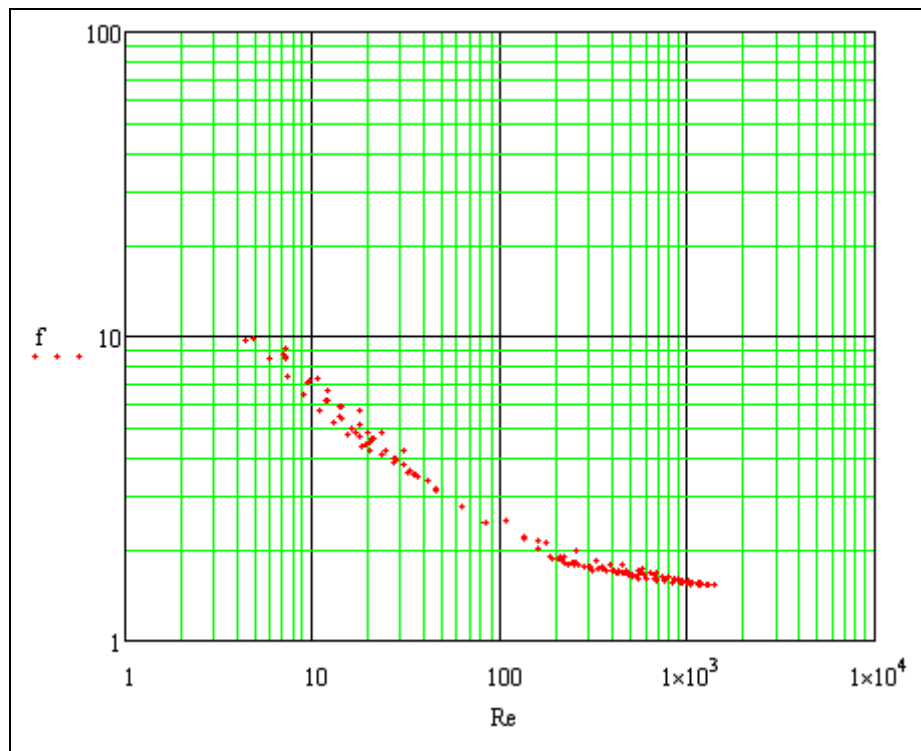


Figura 39. Factor de fricción de Fanning vs. Reynolds.



6. COMPARACIÓN CON OTROS AUTORES

Los intercambiadores de calor de placas han comenzado a ser usados de forma industrial relativamente hace poco tiempo. Con lo cual debido a esto y a la gran variedad de placas y geometrías existentes en el mercado, se produce una carencia de información en el diseño en la bibliografía existente, que pueda ofrecer una correlación estándar.

Las correlaciones que se presentan en el siguiente capítulo, van a depender de una geometría específica, ángulo de “chevron” (β), tipo de fluido de trabajo y el rango experimental de operación, número de Reynolds (Re). No se da información sobre el rango del número de Prandtl, siendo necesario para comparar el coeficiente de convección, ya que depende del número de Nusselt y este de los números de Reynolds y Prandtl. Por lo que para comparar el coeficiente de convección se comparará tanto para las correlaciones del agua como del aceite, salvo que especifique el autor para que fluido de trabajo esta calculada. Por ejemplo si se dice que el fluido de trabajo se trata de agua, se supondrá que el rango de Prandtl utilizado por el autor será similar al del agua experimentado en este proyecto y no así para el aceite, realizando la comparación solo para el agua.

Hay más de treinta correlaciones que podrían ser consideradas prácticas, comenzando con la de Troupe. Las últimas correlaciones publicadas fueron las de Muley y Manglik (referencia [12] de la bibliografía).



6.1. COMPARACIÓN COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

Como ya se vio, el coeficiente de convección depende del número adimensional Nusselt, por lo que se comparará el número de Nusselt frente al número de Reynolds.

Se recuerda las correlaciones (5.89) y (5.90) obtenidas para el intercambiador caracterizado en este proyecto, así como el rango de experimentación, puesto que será necesario para todas las comparaciones.

- Fluido frío (agua)

$$Nu = 0.145 \cdot Re_f^{0.761} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \quad 95 < Re_f < 559 \quad 1.99 < Pr_f < 3.7 \quad (5.89)$$

- Fluido caliente (aceite)

$$Nu = 0.182 \cdot Re_c^{0.761} \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \quad 28 < Re_c < 557 \quad 53 < Pr_c < 133 \quad (5.90)$$

También se recuerda el ángulo de “chevron” respecto de la horizontal (β), que para el intercambiador que se caracteriza en este proyecto será de $\beta = 31.5^\circ$, ya que muchos autores basan los coeficientes de sus correlaciones en función de dicho ángulo.

A continuación se comparan las correlaciones obtenidas con las ofrecidas por distintos autores. En todas las gráficas con el color rosa se representa la correlación hallada para el intercambiador de este proyecto y en color azul la correlación del autor que se compare.

- Correlación de *Troupe et al.* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = (0.383 - 0.505 \frac{H}{b}) \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad Re > 400 \quad (6.1)$$

donde:

- H = distancia entre puertos
- b = distancia entre placas

Como información adicional la correlación de Troupe et al. es hallada experimentalmente utilizando como fluido el agua. Por tanto solo se comparará con la correlación hallada para el agua, ya que el rango de Prandtl (a falta de conocerlo exactamente) será parecido, mientras que en el caso del aceite por sus propiedades físicas, tiene un rango de Prandtl más elevado.



Como puede observarse para la correlación de Troupe et al. el exponente al que está elevado el número de Prandtl (0.4) es mayor que el utilizado para caracterizar el intercambiador de este proyecto (1/3). Esto podría equilibrarse al ser el coeficiente “a” en la correlación de Troupe et al. (0.65) más pequeño que el hallado (0.761). Por otro lado el coeficiente “C” para la correlación de Troupe et al. sustituyendo por los valores correspondientes será de 0.383 bastante superior al coeficiente “ C_f ” (0.145). Lo cual hace prever valores del Nusselt más elevados para la correlación de Troupe et al.

La comparación de la correlación de Troupe et al. y la hallada experimentalmente se muestra en la figura 42.

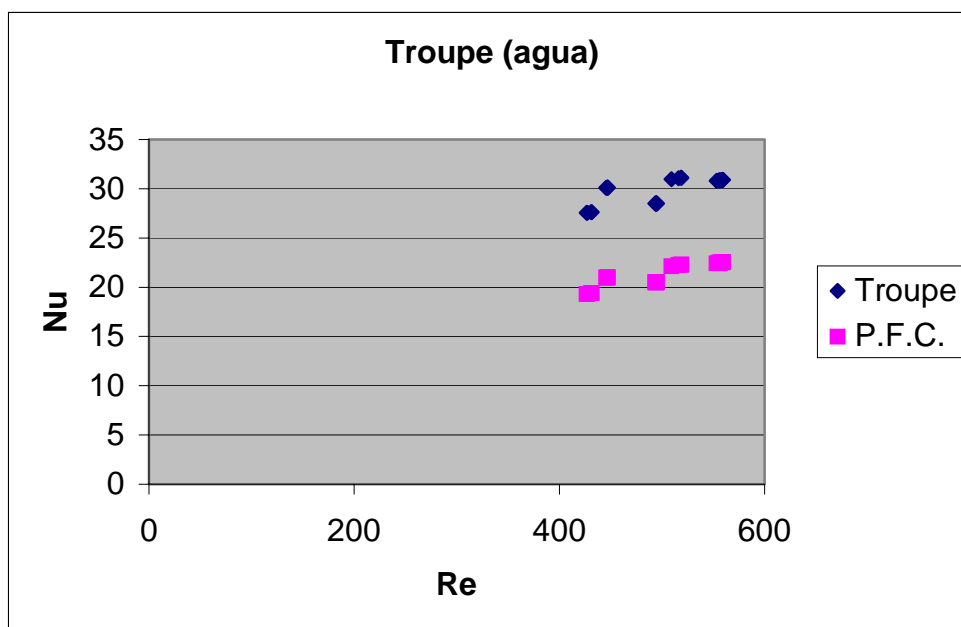


Figura 42. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Troupe et al.

Como ya se había estudiado anteriormente en el caso de la correlación de Troupe et al. es de un orden mayor a la hallada experimentalmente.

Solo se puede comparar en el rango de Reynolds de 400 a 559, ya que para la correlación de Troupe et al. está realizada para $Re > 400$. No es una buena comparación ya que se tendrá un error del 30 %, aproximadamente y aunque a medida que aumenta el Reynolds el error disminuye hasta un error del 27 % (valor más alto para comparar en el rango experimental, $Re = 559$), sigue siendo muy alto.



- Correlación de *Kumar* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (6.2)$$

donde:

- μ = viscosidad del fluido para temperatura media, T_m (referencia [11] de la bibliografía):

$$\blacksquare \quad T_m = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (6.3)$$

- μ_w = viscosidad del fluido para la temperatura de la pared, T_w (referencia [11] de la bibliografía):

$$\blacksquare \quad T_w = \frac{T_{mc} + T_{mf}}{2} \quad (6.4)$$

T_{mc} = temperatura media (6.3) del fluido caliente

T_{mf} = temperatura media (6.3) del fluido frío

- C_1 , m = son constantes que dependen del ángulo de “chevron” y del rango de Reynolds experimental, tabla 10.

Tabla 10. Parámetros C_1 , m para la correlación de Kumar

β	Re	C_1	m
≤ 30	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45	< 10	0,718	0,349
	10 - 100	0,4	0,598
	> 100	0,3	0,663
50	< 20	0,63	0,333
	20 - 300	0,291	0,591
	> 300	0,13	0,732
60	< 20	0,562	0,326
	20 - 400	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
≥ 65	< 20	0,562	0,326
	20 - 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

(referencia [12] de la bibliografía)



El ángulo de “chevron” (β) del intercambiador que se caracteriza en este proyecto es de 31.5° , con lo cual se toma de la tabla 10 el ángulo de “chevron” de 30° que es el más cercano. Para $\beta = 30^\circ$, se tendrán coeficientes diferentes para 2 rangos distintos de Reynolds, pero como en el rango experimental no se tienen experimentos por debajo de $Re = 10$, solo se tendrán en cuenta los coeficientes para un rango de $Re > 10$ (abarcando todo el rango experimental), donde:

$$C_1 = 0.348$$

$$m = 0.663$$

Para la correlación de Kumar se tendrá un exponente igual que en el caso experimental para el número de Prandtl ($1/3$). El exponente “a” de la correlación de Kumar (0.663) es menor al experimental (0.761), por lo que el coeficiente “C” de la correlación de Kumar debe ser mayor al hallado experimentalmente.

Al igual que para la correlación de Troupe et al., la correlación de Kumar esta hecha para el agua, con lo cual solo se comparará con la correlación del agua (5.89), figura 43.

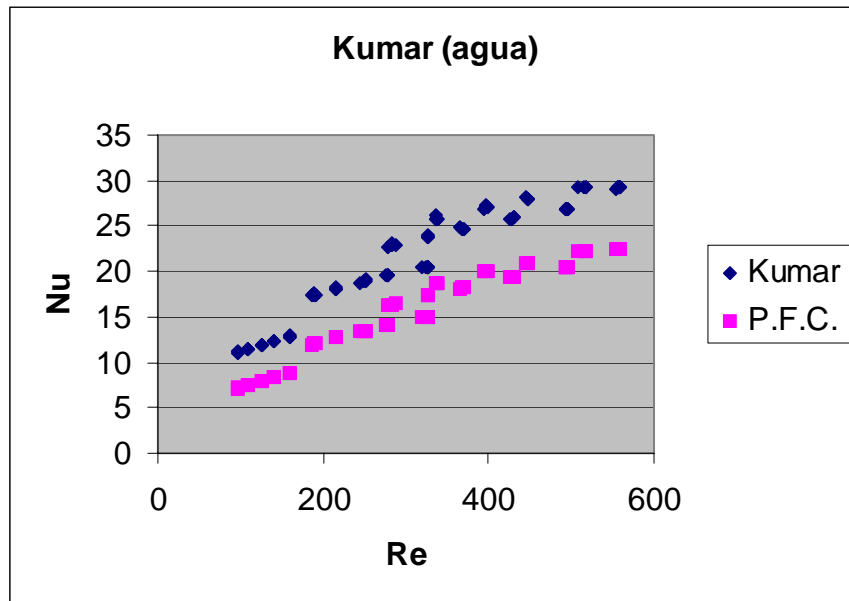


Figura 43. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Kumar (agua)

Como puede verse en la figura 43 la correlación de Kumar muestra una forma parecida a la hallada experimentalmente pero de un orden mayor, por tanto el coeficiente “C” debe ser bastante mayor al hallado experimentalmente.

El error para los Reynolds más bajos del rango ($Re = 95$), el error es de aproximadamente el 35 %. A medida que aumenta el Reynolds el error disminuye hasta el 23 % para los valores más altos del rango experimental del número de Reynolds ($Re = 560$).



- Correlación de *Wanniarachchi et al.* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = \left(Nu_1^3 + Nu_t^3 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad 1 \leq Re \leq 10^4 \quad 20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ \quad (6.5)$$

donde:

- μ = viscosidad del fluido para temperatura media, T_m : (referencia [11] de la bibliografía)

$$\blacksquare \quad T_m = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (6.3)$$

- μ_w = viscosidad del fluido para la temperatura de la pared, T_w : (referencia [11] de la bibliografía)

$$\blacksquare \quad T_w = \frac{T_{mc} + T_{mf}}{2} \quad (6.4)$$

T_{mc} = temperatura media (6.3) del fluido caliente

T_{mf} = temperatura media (6.3) del fluido frío

- Nu_1 = número adimensional que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Nu_1 = 3.65 \cdot (\beta)^{-0.455} \cdot \left(\frac{A_{corrugada}}{A} \right)^{0.661} \cdot Re^{0.339} \quad (6.6)$$

donde:

- β = ángulo de “chevron”
 - $A_{corrugada}$ = área de corrugación de una placa
 - A = área proyectada de una placa
- Nu_t = número adimensional que se calcula con la siguiente expresión:

$$Nu_t = 12.6 \cdot (\beta)^{-1.142} \cdot \left(\frac{A_{corrugada}}{A} \right)^{1-m} \cdot Re^m \quad (6.7)$$



donde:

- Todos los parámetros son los mismos que para la expresión (6.6), salvo el coeficiente “m” que se calcula con la siguiente expresión:

$$m = 0.646 + 0.0011\beta \quad (6.8)$$

La correlación de Wanniarachchi no especifica ningún tipo de fluido de trabajo para el que se haya experimentado, por lo que se podrá comparar tanto con el agua como con el aceite. Pudiéndose comparar con todo el rango experimental de Reynolds del agua y el aceite, ya que queda cubierto por el rango de la correlación de Wanniarachchi.

La comparación con el fluido frío (agua) se muestra en la figura 44.

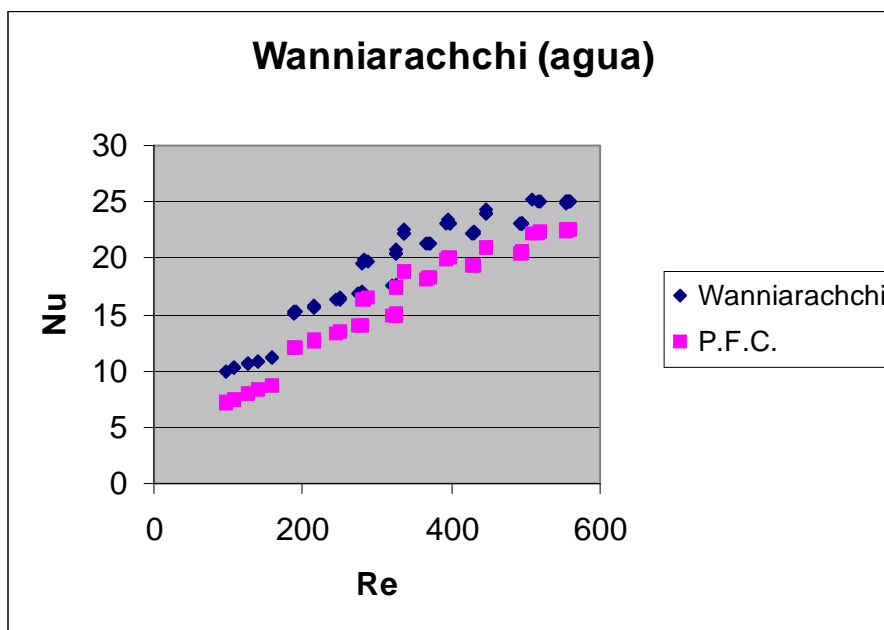


Figura 44. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Wanniarachchi (agua)

El error para Reynolds (95-100) bajos será grande, en torno al 28 %. Pero a medida que aumenta el número de Reynolds el error va disminuyendo, teniéndose para el valor de Reynolds más elevado del rango experimental ($Re = 559$), un error del 10 %.

La comparación con el fluido caliente (aceite) se muestra en la figura 45.

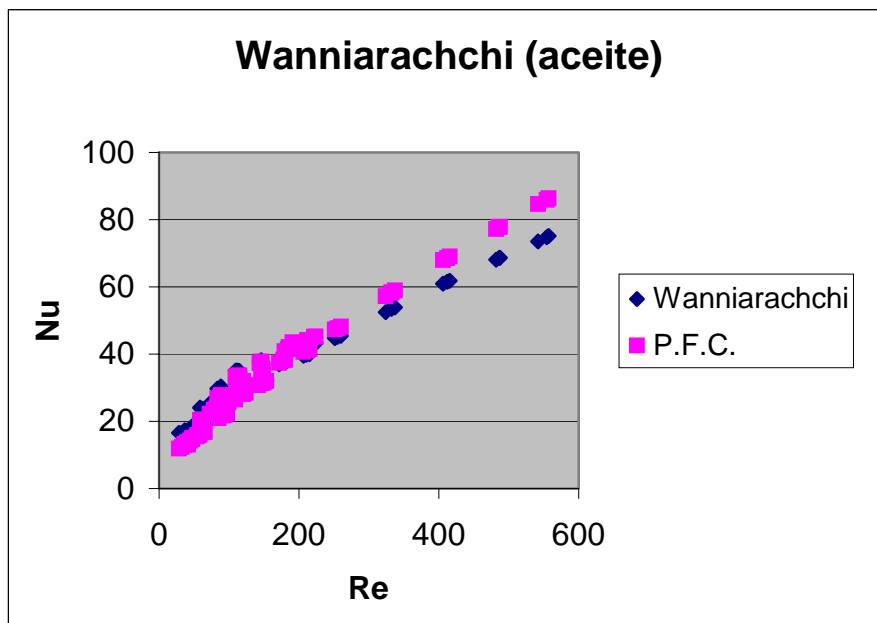


Figura 45. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Wanniarachchi (aceite)

En este caso la correlación de Wanniarachchi y la hallada en este proyecto para el aceite no son paralelas, sino que se cruzan en torno a $Re = 200$. Desde Reynolds 28 hasta $Re = 200$ la correlación de Wanniarachchi presenta un valor mayor de Nusselt que la correlación hallada experimentalmente presentando para valores bajos de Reynolds ($Re = 28$), un error del 28 %. Desde $Re = 200$ y hasta el final del rango de comparación será la correlación hallada experimentalmente la que presente mayor Nusselt teniendo un error prácticamente inapreciable donde se cortan ambas correlaciones y llegándose a un error del 12.8 % para Reynolds altos.

- Correlación de *Thonon* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.9)$$

donde:

- C_1 y m , son constantes que dependen del ángulo de “chevron” y el rango de Reynolds del rango experimental (tabla 11).

Tabla 11. Parámetros C_1 , m para la correlación de Thonon

β	Re	C_1	m
75	$50 \leq Re \leq 15000$	0,1	0,687
60	$50 \leq Re \leq 15000$	0,2267	0,631
45	$50 \leq Re \leq 15000$	0,2998	0,645
30	$50 \leq Re \leq 15000$	0,2946	0,7

(referencia [12] de la bibliografía)



Se utilizarán los valores de “ C_1 ” y “ m ”, de la tabla 11 que corresponden a $\beta = 30^\circ$, ya que se trata del valor más cercano al ángulo de “chevron” del intercambiador que se caracteriza en este proyecto ($\beta = 31.5^\circ$). Por tanto se tiene:

$$C_1 = 0.2946$$

$$m = 0.7$$

La correlación de Thonon parece una buena comparación ya que el número de Prandtl está elevado a $1/3$ como en la correlación hallada experimentalmente. Por otra parte el coeficiente “ a ” es algo menor para Thonon (0.7) comparado con el hallado experimentalmente (0.761), pero esto es equilibrado con un coeficiente “ C ” (0.2946) mayor que los hallados experimentalmente para el fluido frío (0.145) y caliente (0.182).

La comparación con el agua abarca todo el rango experimental de Reynolds, figura 46.

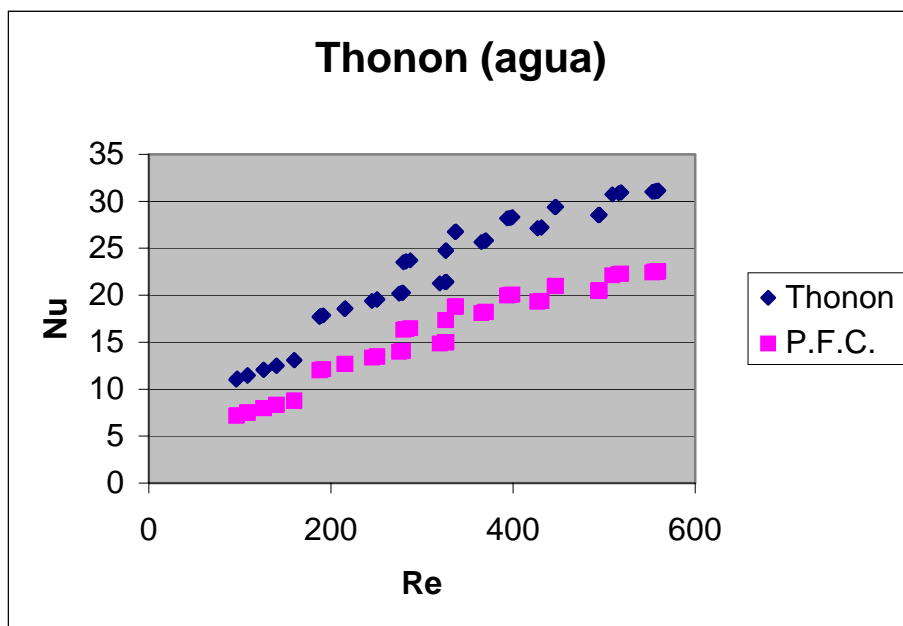


Figura 46. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Thonon (agua)

Como en los casos anteriores la correlación de Thonon presenta una distribución similar a la hallada experimentalmente pero con un valor de Nusselt mayor. El error será de aproximadamente el 35 % para valores pequeños de Reynolds ($Re = 95$) y del 27 % para valores grandes de Reynolds ($Re = 560$).

Para el caso del aceite el rango queda limitado para términos bajos de Reynolds por la correlación de Thonon, no llegando a cubrir todo el rango experimental del aceite. La comparación se muestra en la figura 47.

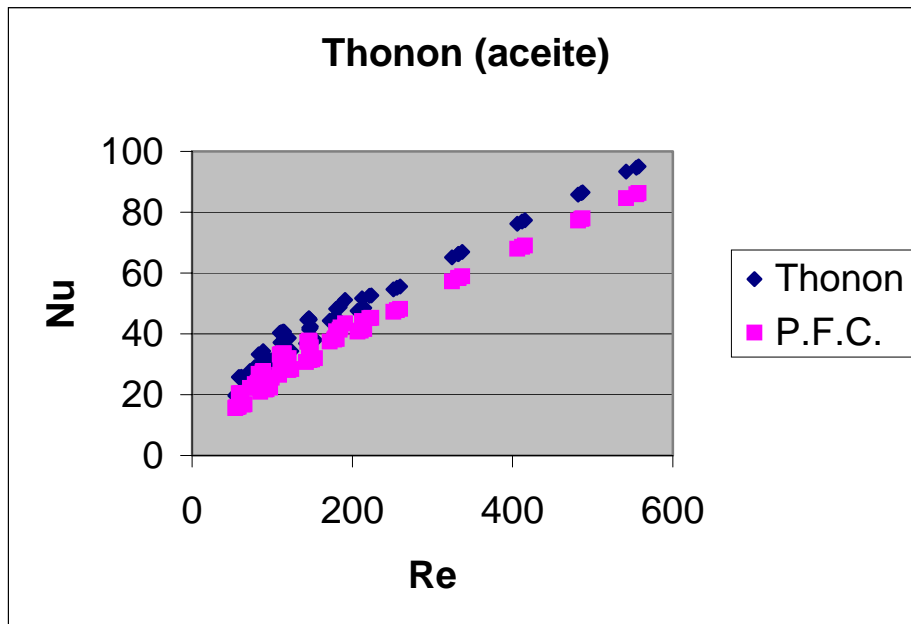


Figura 47. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Thonon (aceite)

La correlación de Thonon se ajusta de forma prácticamente similar para la correlación experimental del aceite. Se tiene un error que oscila entre el 20 % para valores pequeños del rango de Reynolds ($Re = 28$) y el 10 % para valores altos del rango de Reynolds ($Re = 557$).

- Correlación de *Buonopane* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = 0.2536 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad Re > 400 \quad (6.10)$$

Como ya ocurrió con otras correlaciones, esta correlación está realizada teniendo como fluido de trabajo el agua. Por tanto no se comparará con el aceite.

El exponente del Prandtl para el caso de Buonopane será mayor (0.4) que el tomado experimentalmente (1/3). El coeficiente “C” (0.2536) será también mayor que el obtenido experimentalmente para el fluido frío (0.145). Esto se equiparará con un coeficiente “a” que será menor para la correlación de Buonopane (0.65) que para la correlación experimental (0.761).

La comparación del agua se muestra en la figura 48. El rango de comparación queda limitado a $Re > 400$ por la correlación de Buonopane.

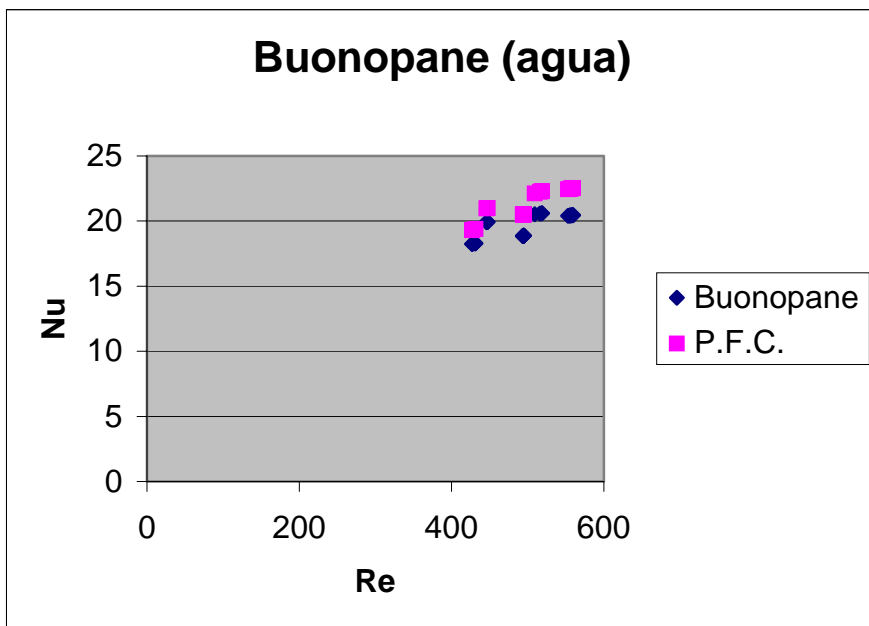


Figura 48. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Buonopane (agua)

Será una buena comparación, dentro del pequeño rango de Reynolds donde se puede comparar. En esta comparación al contrario que en el resto hechas para el agua, será la correlación hallada experimentalmente la que presente un mayor valor de Nusselt que la correlación del autor (Buonopane en este caso). El error oscila entre el 5 % para los valores del rango de Reynolds bajos ($Re = 400$) y el 8 % para $Re = 557$ el valor más alto del rango de comparación.

- *Correlación de Maslov y Kovalenko* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = 0.78 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad 50 \leq Re \leq 20000 \quad (6.11)$$

No se ofrece ninguna otra información de relevancia para esta correlación, por lo que se comparará tanto para el agua como el aceite.

Para la correlación de Maslov y Kovalenko se tendrá el mismo exponente para el Prandtl. El coeficiente “a” será mayor para la correlación hallada experimentalmente (0.761) que la ofrecida por la correlación de Maslov y Kovalenko (0.5), pero esto quedará solventado por el coeficiente “C” que será mayor para Maslov y Kovalenko (0.78) que para la correlación de agua (0.145) y aceite (0.181) experimental. A continuación se comparan gráficamente para ver que fluido se ajusta mejor a esta correlación.

En la figura 49 y 50 se muestran las comparaciones con el agua y el aceite respectivamente de la correlación de Maslov y Kovalenko.

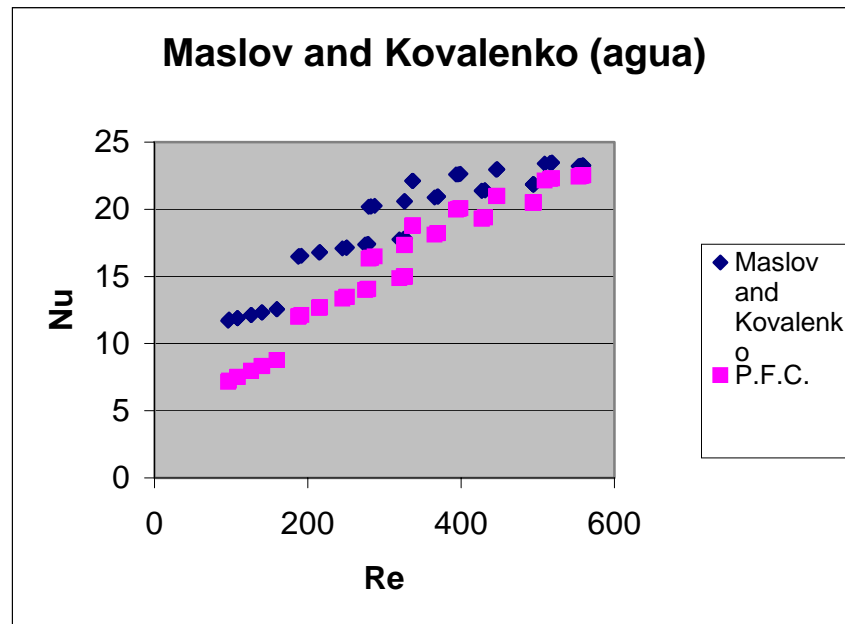


Figura 49. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Maslov y Kovalenko (agua)

Como para el resto de comparaciones con las otras correlaciones con el agua (excepto Buonopane), la distribución es semejante, pero será de un rango mayor para la correlación de Maslov y Kovalenko. El error varía entre un 40 % para valores pequeños de Reynolds y un 4 % para valores grandes de Reynolds (dentro del rango experimental).

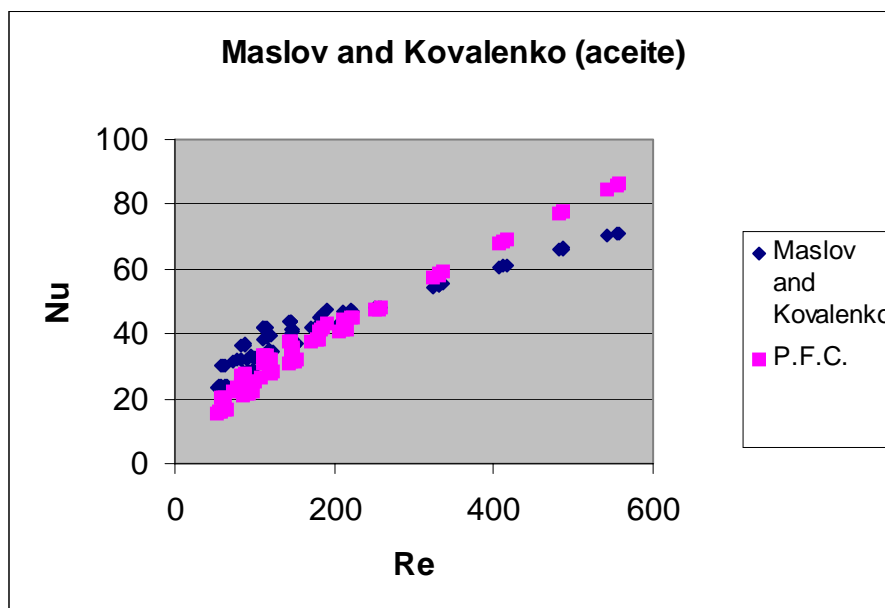


Figura 50. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Maslov y Kovalenko (aceite)



Como puede observarse en la figura 50 la correlación de Maslov y Kovalenko presenta una distribución semejante a la ofrecida por Wanniarachchi para el aceite pero con un mayor error para Maslov y Kovalenko. La distribución de los datos para la correlación de Maslov y Kovalenko y la correlación experimental del aceite, en este caso al igual que para Wanniarachchi se cruzan para $Re = 200$, no habiendo prácticamente error para este Reynolds y valores cercanos. El error oscila entre el 30 % para valores pequeños del rango de Reynolds y el 17 % para valores altos del rango experimental de Reynolds.

- Correlación de *Cooper* (referencia [12] de la bibliografía)

$$Nu = 0.28 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad Re > 400 \quad (6.12)$$

El rango superior queda limitado a $Re > 400$, puesto que es el máximo que permite la correlación de Cooper (6.12).

Se trata de una correlación muy parecida a la correlación de Buonopane, para la correlación de Cooper solo cambia el valor del coeficiente “C” de 0.2536 (Buonopane) a 0.28 (Cooper). Lo que hará que disminuya la separación entre los datos experimentales con los ofrecidos por la correlación de Cooper. Para este caso no se dice con que fluido se trabaja, por tanto se comprueba para agua y aceite.

La comparación para el caso del agua se muestra en la figura 51.

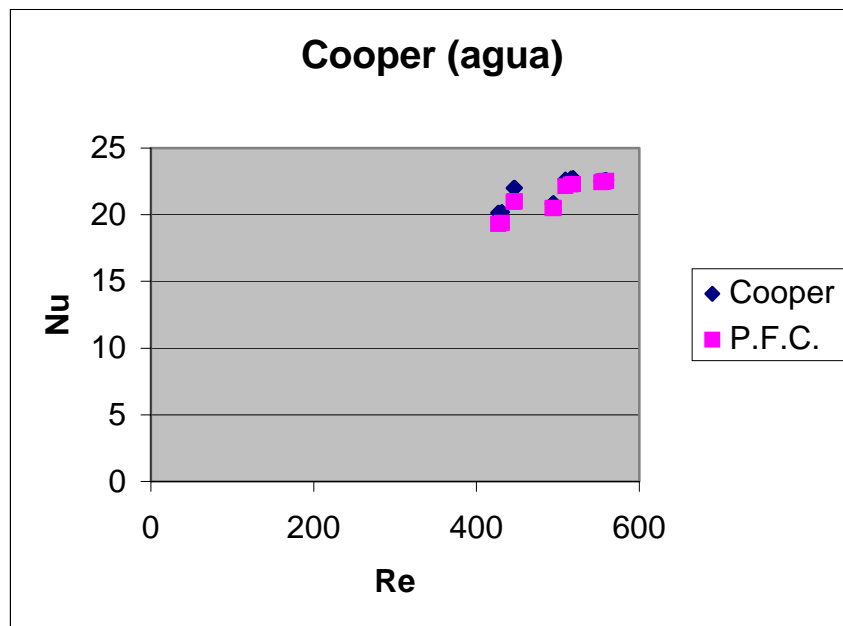


Figura 51. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Cooper (agua)



Se trata de la correlación que más se ajusta a la hallada experimentalmente para el agua. El error para Reynolds del rango de valor pequeño ($Re = 400$) será pequeño del 4.5 %. Pero como ocurría con el resto de correlaciones comparadas con el agua, al ser las rectas paralelas, a medida que aumenta el Reynolds disminuye el error. El error para el valor máximo del rango que se permite comparar ($Re = 559$) será del 0.2 %, prácticamente iguales. Como era de esperar los valores para la correlación de Cooper se han aproximado más que para la correlación de Buonopane.

Para el caso del aceite en la comparación (figura 52) se observará que la correlación de Cooper es bastante semejante a la hallada experimentalmente para el aceite.

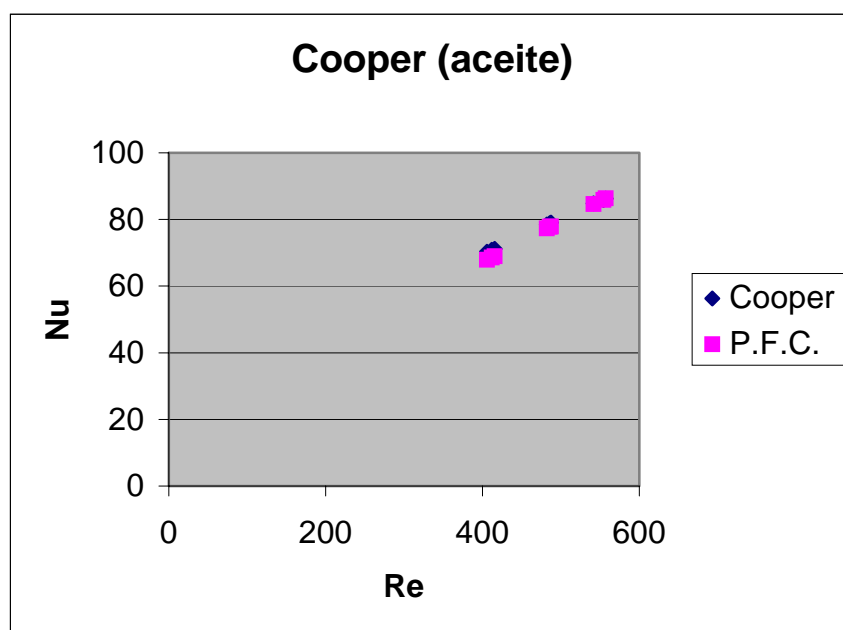


Figura 52. Comparación Nu vs. Re, para la correlación de Cooper (aceite)

Las dos correlaciones (Cooper y la hallada experimentalmente) son prácticamente idénticas, el máximo error será para $Re = 405$ que será del 0.4 %.

Se resume en la tabla 12, los rangos para los cuales se compara y el rango de error de las comparaciones realizadas para cada autor.

**Tabla 12. Resumen comparaciones de autores para correlaciones del Nusselt**

Autor	Fluido	Rango Reynolds de comparación	Rango de error (%)
Troupe	Agua	$Re > 400$	27 - 30
Kumar	Agua	$95 < Re < 559$	23 - 35
Wanniarachchi	Agua	$95 < Re < 559$	10 - 28
	Aceite	$28 < Re < 557$	0 - 28
Thonon	Agua	$95 < Re < 559$	27 - 35
	Aceite	$50 < Re < 557$	10 - 20
Buonopane	Agua	$Re > 400$	5 - 8
Maslov y Kovalenko	Agua	$95 < Re < 559$	4 - 40
	Aceite	$50 < Re < 557$	0 - 30
Cooper	Agua	$Re > 400$	0,2 - 4,5
	Aceite	$Re > 400$	0 - 0,4



6.2. COMPARACIÓN FACTOR DE FRICCIÓN

Se compararán las distintas correlaciones ofrecidas por cada autor gráficamente con los valores del coeficiente de fricción hallados experimentalmente para un rango de número de Reynolds.

- Correlación de *Kumar* (referencia [12] de la bibliografía)

$$f = \frac{C_2}{(Re)^p} \quad (6.13)$$

donde:

- C_2 y p = son constantes que dependen del número de Reynolds y el ángulo de “chevron”, como se muestra en la tabla 13.

Tabla 13. Parámetros de “ C_2 ” y “ p ” para la correlación de Kumar

β	Re	C_2	p
≤ 30	< 10	50	1
	10 - 100	19,4	0,589
	> 100	2,99	0,183
45	< 15	47	1
	15 - 300	18,29	0,652
	> 300	1,441	0,206
50	< 20	34	1
	20 - 300	11,25	0,631
	> 300	0,772	0,161
60	< 40	24	1
	40 - 400	3,24	0,457
	> 400	0,76	0,215
≥ 65	< 50	24	1
	50 - 500	2,8	0,451
	> 500	0,639	0,213

(referencia [12] de la bibliografía)

Se toma los valores de la tabla cuyo valor de β corresponde a 30° , ya que será el más cercano al intercambiador que se caracteriza ($\beta = 31.5^\circ$).

Para $\beta = 30^\circ$ se tendrán tres rangos diferentes según el número de Reynolds, teniendo distintos valores de “ C_2 ” y “ p ”, para cada rango. Lógicamente esto se debe al cambio del factor de fricción a medida que cambia el número de Reynolds (zona de flujo laminar, transición y flujo turbulento).



A continuación pasamos a estudiar cada rango.

- $Re < 10$

donde:

- $C_2 = 50$
- $p = 1$

- $10 < Re < 100$

donde:

- $C_2 = 19.40$
- $p = 0.589$

- $Re > 100$

donde:

- $C_2 = 2.99$
- $p = 0.183$

En la figura 53 se muestra la comparación del factor de fricción hallado experimentalmente con la correlación de Kumar.

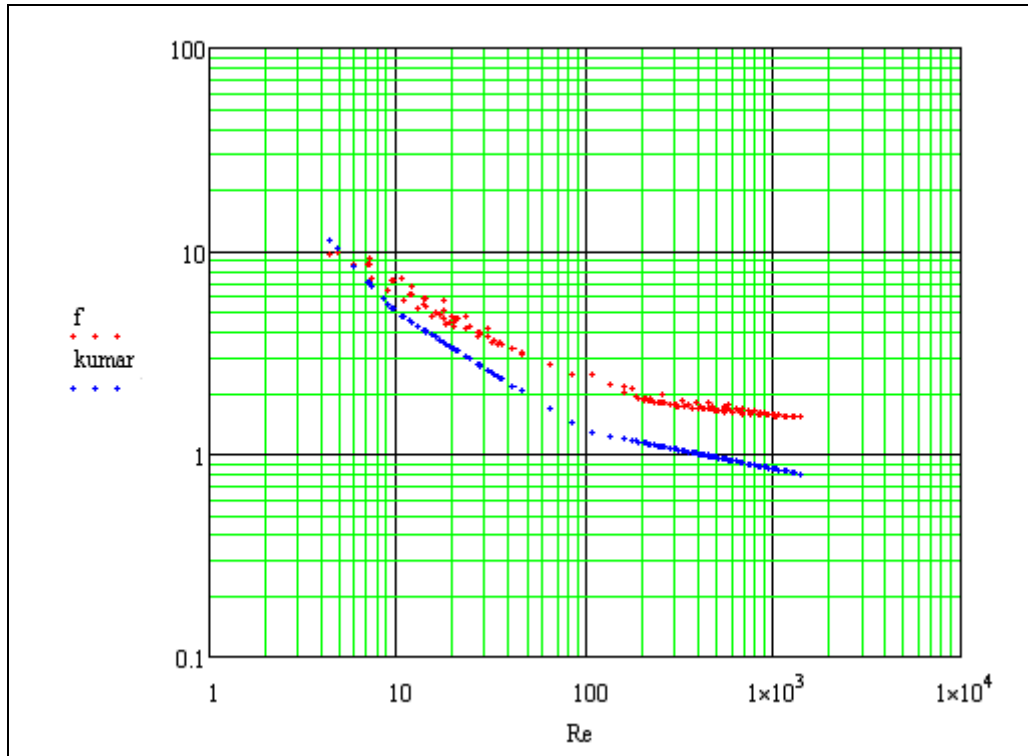


Figura 53. Comparación factor de fricción vs. Re, para la correlación de Kumar

El factor de fricción calculado experimentalmente será siempre algo mayor que el calculado por medio de la correlación de Kumar. Así por ejemplo para $Re = 1300$ el factor de fricción calculado experimentalmente será de 1.5 aproximadamente y para Kumar será alrededor de 0.8 (un error del 46 %).

- Correlación de *Wanniarachchi et al.* (referencia [12] de la bibliografía)

$$f = [f_1^3 + f_t^3]^{\frac{1}{3}} \quad 1 \leq Re \leq 10^4 \quad (6.14)$$

donde:

- f_1 = variable que depende del número de Reynolds, se calcula con la siguiente expresión:

$$f_1 = 1774 \cdot (\beta)^{-1.026} \cdot \left(\frac{A_{\text{corrugada}}}{A} \right) \cdot Re^{-1} \quad (6.15)$$

donde:

- β = ángulo de “chevron” respecto de la horizontal
- $A_{\text{corrugada}}$ = área de corrugación de una placa



- A = área proyectada de una placa
- f_t = variable que se calcula con la siguiente expresión:

$$f_t = 46.6 \cdot (\beta)^{-1.08} \cdot \left(\frac{A_{\text{corrugada}}}{A} \right)^{1+p} \cdot \text{Re}^{-p} \quad (6.16)$$

donde:

- Todos los parámetros son los mismos que para la expresión (6.15), salvo el coeficiente “p” que se calcula con la siguiente expresión:

$$p = 0.00423 \cdot \beta + 0.0000223 \cdot \beta^2 \quad (6.17)$$

Sustituyendo cada dato de las expresiones anteriores por los del intercambiador que se caracteriza, se llega a comparar en la figura 54 los resultados obtenidos experimentalmente con los ofrecidos por la correlación de Wanniarachchi para el factor de fricción de Fanning.

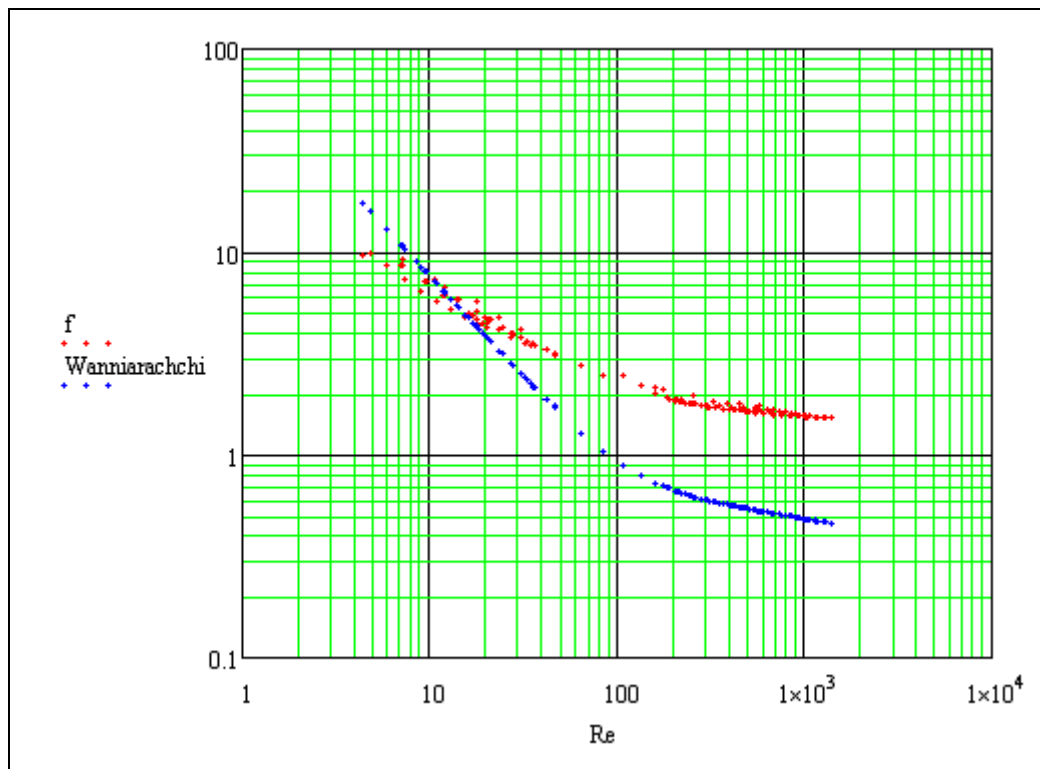


Figura 54. Comparación factor de fricción vs. Re, para la correlación de Wanniarachchi



Como puede observarse en la figura 54 ambas correlaciones mantienen una distribución semejante, viendo como se produce el cambio del factor de fricción para $Re = 200$.

A pesar de todo se ajustaba mejor a los datos experimentales la correlación de Kumar, ya que al igual que para Kumar en el caso de Wanniarachchi, los datos hallados experimentalmente presentan un mayor resultado del factor de fricción que los ofrecidos por la correlación, pero en el caso de Kumar esa diferencia era menor que en el caso de Wanniarachchi. Así para $Re = 1300$, el factor de fricción experimental es aproximadamente 1.5 y para Wanniarachchi será de 0.46 (presenta un error excesivo).

- Correlación de *Thonon* (referencia [12] de la bibliografía)

$$f = C_2 \cdot Re^{-p} \quad (6.18)$$

donde:

- C_2 y p = son constantes que dependen del número de Reynolds y el ángulo de “chevron”, como se muestra en la tabla 14

Tabla 14. Parámetros “ C_2 ” y “ p ” para la correlación de Thonon

β	Re	C_2	p
75	$Re \leq 1000$	28,21	0,9
	$Re > 1000$	0,872	0,392
60	$Re \leq 500$	26,34	0,83
	$Re > 500$	0,572	0,217
45	$Re \leq 200$	18,19	0,682
	$Re > 200$	0,6857	0,172
30	$Re \leq 160$	45,57	0,67
	$Re > 160$	3,7	0,172

(referencia [12] de la bibliografía)

Se escoge de la tabla 14 aquellos valores de “ C_2 ” y “ p ” que corresponden con $\beta = 30^\circ$ (igual que en todos los casos anteriores), al ser el más cercano al intercambiador que se caracteriza.

Para $\beta = 30^\circ$ se tendrán dos rangos diferentes según el número de Reynolds, teniendo distintos valores de “ C_2 ” y “ p ”, para cada rango.

A continuación pasamos a estudiar cada rango.

- $Re \leq 160$

donde:

- $C_2 = 45.57$



- $p = 0.67$

- $Re > 160$

donde:

- $C_2 = 3.7$

- $p = 0.172$

En la figura 55 se muestra la comparación de la correlación de Thonon frente al factor de fricción hallado experimentalmente.

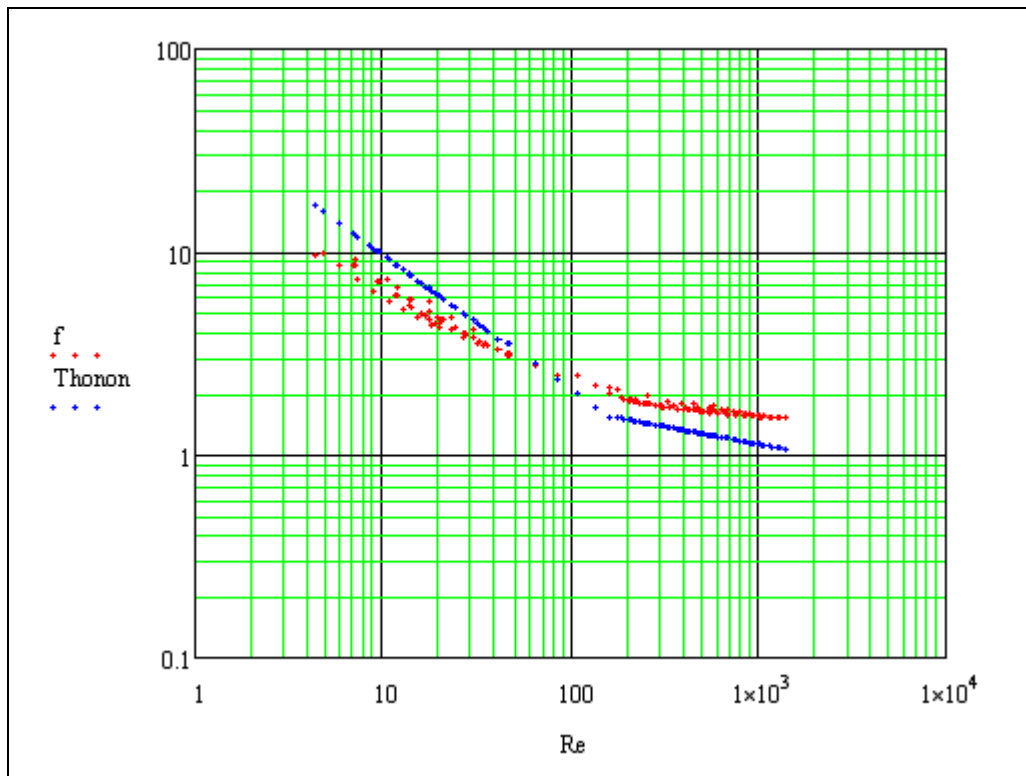


Figura 55. Comparación factor de fricción vs. Re , para la correlación de Thonon

La correlación de Thonon y la hallada experimentalmente se cortan aproximadamente para $Re = 80$, por lo que puede observarse que la correlación de Thonon presenta un valor mayor del coeficiente de fricción para $Re < 80$ mientras que para $Re > 80$, se produce el caso contrario pasando a ser el factor de fricción calculado experimentalmente mayor al calculado para la correlación de Thonon.

La correlación de Thonon es la que más se aproxima a los datos experimentales obtenidos para la fricción, teniendo para $Re = 1300$ un valor experimental del factor de fricción de 1.5 aproximadamente y para la correlación de Thonon un valor de 1 aproximadamente (el error será del 33 %).



En la figura 56 se comparan las tres correlaciones (Kumar, Wanniarachchi y Thonon) con la correlación hallada experimentalmente en un mismo gráfico. De esta manera se puede observar mucho mejor las diferencias que se han comentado anteriormente.

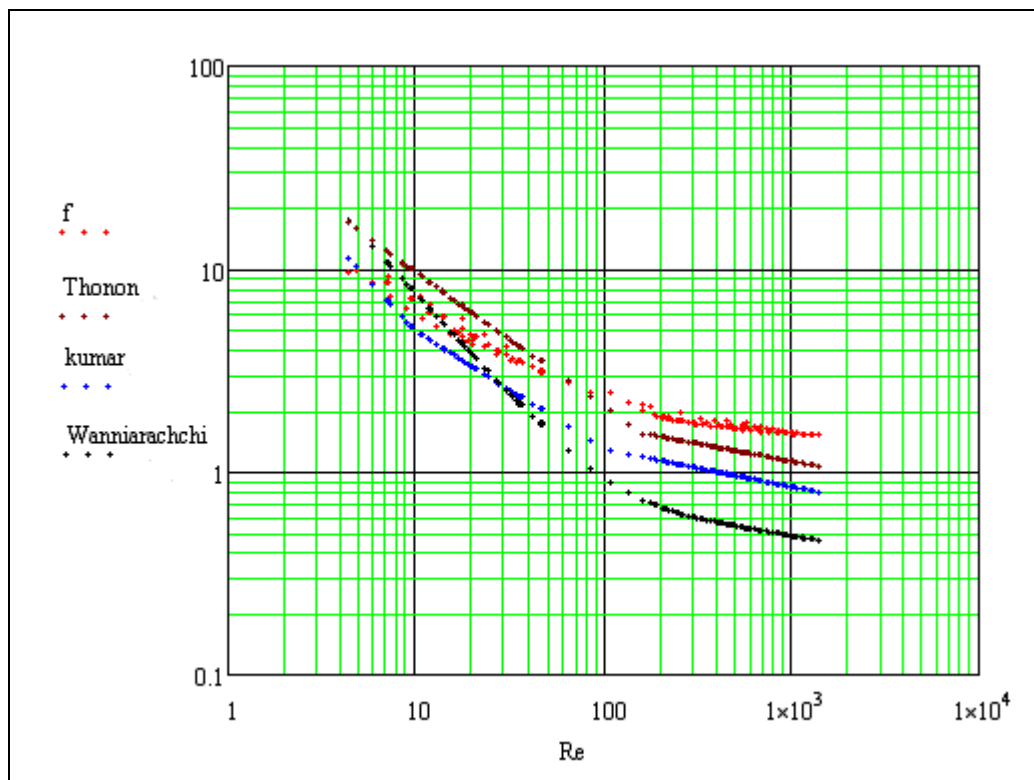


Figura 56. Comparación del factor de fricción experimental en función del Reynolds con otros autores

Como ya se vio la correlación que peor se ajusta a los datos experimentales será la correlación de Wanniarachchi (de color negro en la figura 56). La que mejor se ajusta a los datos obtenidos experimentalmente será la correlación de Thonon (de color marrón en la figura 56), de la que se puede apreciar también como el cambio de zona laminar a transición y turbulento se ajusta más a los datos del factor de fricción de Fanning hallado experimentalmente que para las otras correlaciones. Esto se debe a que la correlación de Thonon propone un cambio para $Re = 160$ y Kumar para $Re = 100$, observándose que el cambio para el factor de fricción experimental se encuentra aproximadamente alrededor de $Re = 200$, estando más próximo por tanto a la correlación de Thonon.



7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1. CONCLUSIONES

Como resultado de este proyecto se han extraído las conclusiones que se detallan a continuación:

- Una vez obtenidos los resultados experimentales del coeficiente de convección (tabla 15), se puede comprobar que la hipótesis realizada para hallar el coeficiente global, expresión (5.6), fue correcta.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_c \cdot A} + R_{en_c} + R_{cond} + R_{en_f} + \frac{1}{h_f \cdot A} \quad (5.6)$$

Tabla 15. Rango resistencia de convección

Fluido	rango de h [W/m ² ·°C]	Rango R _{conv.} [°C/W]
agua	937,2 - 3103,2	1,06·10 ⁻² - 3,22·10 ⁻³
aceite	285,4 - 2034	3,5·10 ⁻² - 4,9·10 ⁻³

Dicha hipótesis considera despreciable la resistencia de conducción de las placas, expresión (5.7), frente a las resistencias de convección, al ser estas últimas de un orden de magnitud mayor.

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A} = \frac{0,0004}{13,4 \cdot A} = \frac{4}{134000 \cdot A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (5.7)$$

Resolviendo la expresión (5.7), se tendrá un valor de la resistencia de conducción de 2,9·10⁻⁴ °C/W. Por tanto al comparar con los valores de convección (tabla 15) se comprueba como para el valor más pequeño de la resistencia de convección (3,22·10⁻³ °C/W, para h(agua) = 3103,2 W/m²·°C), es de un orden mayor a la de conducción. Consecuentemente el resto de las resistencias de convección serán de mayor orden de magnitud que la de conducción, siendo correcta la hipótesis realizada.

- Se obtiene unas incertidumbres del coeficiente de convección (véase tabla 6, página 66) y del factor de fricción (véase tabla 9, página 87) pequeñas, por lo que las medidas obtenidas experimentalmente son de gran fiabilidad.



- Las comparaciones del coeficiente de convección hallado experimentalmente con otros autores (véase tabla 12, página 104), muestran distintas diferencias según el autor. Esto implica la existencia de discrepancia entre los propios autores. Por ejemplo Troupe y Buonopane presentan las mismas condiciones de comparación ($Re > 400$ y fluido de trabajo el agua), sin embargo al compararse es apreciable un error entre ambas correlaciones que varía entre un 32% y un 38%, situándose la correlación hallada experimentalmente para el agua entre ambas (figura 57).

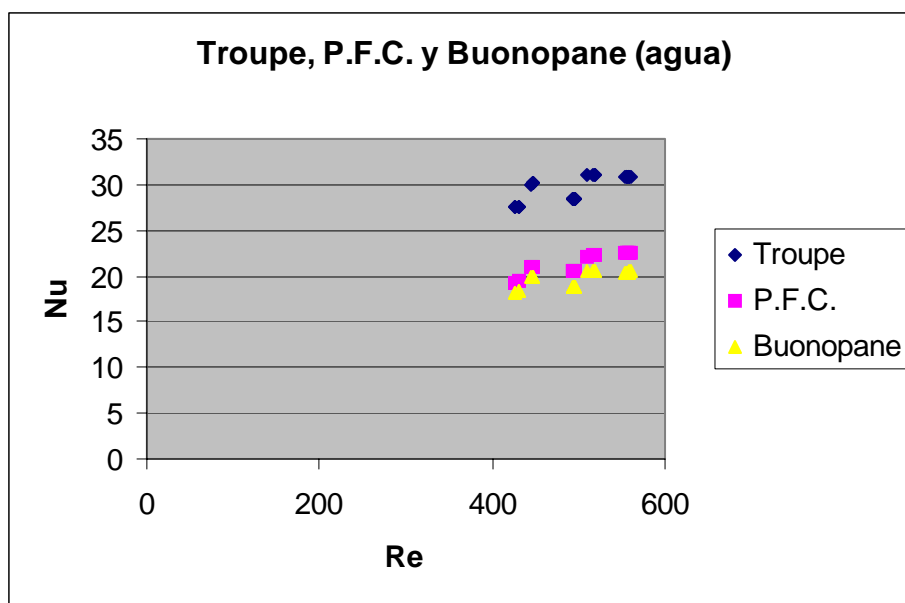


Figura 57. Comparación Troupe, P.F.C. y Buonopane para el agua.

Por lo que no existe una correlación estándar que caracterice a los intercambiadores de placas, sino que cada intercambiador debe ser caracterizado experimentalmente.

- En las comparaciones del factor de fricción hallado experimentalmente con otros autores (véase figura 56, página 111), también se observa discrepancia entre los autores. No obstante se aprecia un valor del factor de fricción para el caso experimental en la zona de turbulencia elevado en comparación con el resto de autores. Para la correlación más próxima (Thonon) a la experimental el error será del 33%. Esto puede ser debido a:
 - Las propiedades del aceite suministradas por el fabricante y utilizadas en este proyecto no sean correctas, ya que el fabricante volvió a mandar más adelante otras propiedades para el aceite diferentes a las proporcionadas la primera vez.
 - La posible aparición de una sobrepresión provocada por el codo a la entrada del intercambiador. Para evitar esta sobrepresión debería tenerse una salida y entrada de tubo recto al intercambiador.



7.2. TRABAJOS FUTUROS

Como continuación y complementación a este proyecto se plantean la siguiente serie de trabajos:

- Calcular experimentalmente la caracterización del intercambiador de placas del generador en cambio de fase. Para poder hallar la correlación en cambio de fase serán necesarias las correlaciones calculadas en este proyecto para el intercambiador sin producirse el cambio de fase.
- Debido a la desconfianza en las propiedades ofrecidas por el fabricante del aceite, se sustituirá al aceite como fluido para calentar la disolución por agua. Realizando experimentalmente de nuevo el cálculo de las correlaciones para el coeficiente de convección y el factor de fricción en este caso del agua, comprobando si son semejantes a los hallados para el aceite.
- Búsqueda de información para cada autor sobre las correlaciones ofrecidas. De tal forma que se tenga la mayor información sobre cada autor (los rangos de experimentación, las características del intercambiador para el cual se han hallado...) para poder establecer una comparación lo más fiable posible con las correlaciones halladas experimentalmente en este proyecto y estudiar las discrepancias existentes entre ellos.



8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Mercedes de Vega Blázquez: “Refrigeración por absorción”. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid, 2005.
- [2] Área de Ingeniería Térmica: “Intercambiadores de calor”. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, apuntes de la asignatura: “Ingeniería Térmica 1”. Universidad Carlos III de Madrid, 2005.
- [3] Marcelo Izquierdo Millán: “Intercambiadores de calor de placas”. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, apuntes de la asignatura: “Ingeniería Térmica y de Fluidos (ITF)”. Universidad Carlos III de Madrid, 2002.
- [4] Björn Palm y Joachim Claesson: “Plate Heat Exchangers: Calculation Methods for Single and Two-Phase Flow”. Heat Transfer Engineering, 2006.
- [5] PID ENG&TECH: “Banco de ensayos para absorbentes de nitrato de litio – amoníaco. Manual de Usuario”. 2007.
- [6] Frank P. Incropera: “Fundamentos de transferencia de calor”. Editorial Pearson, 1999.
- [7] Área de Ingeniería Térmica: “MINICOM. WP 4000-5000”. E.P.S., Universidad Carlos III de Madrid.
- [8] Xabier Marquínez Valencia: “Caracterización experimental de un intercambiador de placas en régimen líquido-líquido”. Proyecto Fin de Carrera. E.P.S. Universidad Carlos III de Madrid, 2007.
- [9] Antonio Lecuona Neumann y Alejandro Calvo Carnero: “Cursos sobre aplicaciones del ordenador a la medida y análisis de resultados experimentales y de ensayos”.
- [10] Área de Mecánica de Fluidos: “Flujo viscoso en conductos”. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, apuntes de la asignatura: “Fluidomecánica”. Universidad Carlos III de Madrid, 2006.
- [11] F.S.K. Warnakulasuriya y W.M. Worek: “Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers”. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008.
- [12] Zahid H. Ayub: “Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators”. Heat Transfer Engineering, 2003.



P.F.C.

Determinación experimental del coeficiente de convección
y el factor de fricción de un intercambiador de placas

Fernando González Nerga

Fuentes de Internet:

[13] www.alfalaval.es

[14] www.delaval.es

[15] plantasquimicas.iespana.es



ANEXO A: Datos iniciales para el cálculo del coeficiente de convección

Tagua [°C]	\dot{m} agua [kg/min]	\dot{m} aceite [Hz]	tfs [°C]	tfe [°C]	tce [°C]	tcs [°C]	W [w]	\dot{m}_f [kg/min]
55	2,5	4,5	54,91	43,95	57,90	51,63	1902,03	2,50
		8	54,94	43,06	55,49	51,80	2040,54	2,50
		12	53,89	43,06	55,33	52,98	2080,06	2,50
		15	55,06	43,02	55,24	53,50	2051,28	2,55
	5	4,5	55,18	41,57	68,40	52,55	4662,57	5,00
		8	55,01	43,52	58,24	51,91	3888,37	5,00
		12	54,86	41,36	56,80	51,72	4557,78	5,00
		15	55,08	41,53	56,49	52,61	4596,82	4,97
	7,5	4,5	54,97	41,61	77,17	53,41	6928,56	7,50
		8	54,66	41,53	62,47	51,25	6692,43	7,50
		12	54,97	43,69	58,74	52,40	5819,58	7,50
		15	54,99	40,27	58,85	52,38	7598,68	7,49
	9	4,5	55,08	40,40	84,90	54,06	9193,99	9,00
		8	54,95	40,49	66,42	51,24	8876,89	9,00
		12	55,02	40,78	61,77	51,85	8739,51	9,00
		15	55,10	40,88	60,28	52,75	8722,65	9,00
65	2,5	4,5	64,97	49,46	68,57	59,66	2710,04	2,50
		8	65,06	49,05	65,81	61,10	2858,80	2,50
		12	64,99	48,83	65,34	62,35	2848,77	2,50
		15	65,08	48,93	65,34	63,00	2819,05	2,50
	5	4,5	65,11	48,18	79,14	59,28	5820,82	4,99
		8	64,87	48,48	69,00	60,20	5626,27	5,00
		12	65,00	48,67	67,11	60,99	5590,48	5,00
		15	65,00	48,67	66,51	61,82	5574,19	5,00
	7,5	4,5	65,17	49,42	87,75	60,30	8075,25	7,50
		8	64,95	49,40	73,23	60,68	7942,32	7,50
		12	64,99	49,47	69,79	61,41	7924,22	7,50
		15	65,02	49,60	68,65	61,96	7866,62	7,50
	9	4,5	65,37	50,62	91,62	60,97	9067,22	9,00
		8	64,72	50,27	75,03	60,98	8808,87	9,01
		12	65,45	51,04	71,61	62,21	8754,88	9,00
		15	65,27	51,65	69,76	62,60	8248,28	9,01



Tagua [°C]	\dot{m} agua [kg/min]	\dot{m} aceite [Hz]	tfs [°C]	tfe [°C]	tce [°C]	tcs [°C]	W [w]	\dot{m}_f [kg/min]
75	2,5	4,5	75,31	58,25	78,32	68,72	3050,36	2,50
		8	75,17	58,62	75,79	71,13	2962,18	2,50
		12	75,03	58,71	75,34	72,39	2887,48	2,50
		15	75,01	58,80	75,24	72,91	2842,65	2,50
	5	4,5	75,50	57,28	90,50	67,15	5778,86	5,00
		8	75,14	57,52	79,11	69,09	5887,76	5,00
		12	75,14	57,88	77,14	70,96	5956,47	5,00
		15	74,16	55,64	75,17	70,28	6334,04	5,00
	7,5	4,5	74,87	54,99	99,98	65,60	10237,51	7,46
		8	75,01	55,40	84,78	68,23	10077,58	7,49
		12	75,06	55,75	80,69	70,19	9927,58	7,50
		15	75,09	55,81	79,25	70,72	9893,94	7,50
	9	4,5	74,92	56,49	104,92	66,70	11368,57	8,99
		8	74,81	56,63	87,08	68,60	11194,77	9,01
		12	74,96	56,84	82,35	70,26	11107,41	8,99
		15	74,95	56,81	80,52	71,01	11121,15	9,00
85	2,5	4,5	85,02	63,93	88,08	75,92	3755,10	2,50
		8	84,98	62,92	85,80	79,68	4019,30	2,50
		12	85,14	62,87	85,56	81,46	3998,38	2,50
		15	85,13	63,03	85,50	82,29	3962,22	2,50
	5	4,5	85,18	62,49	99,61	73,59	7807,88	5,00
		8	84,85	61,93	89,66	76,47	7894,27	5,00
		12	85,09	62,36	87,52	79,18	7837,07	5,00
		15	83,95	61,53	85,59	79,02	7782,70	5,00
	7,5	4,5	85,21	66,63	108,12	75,42	9785,66	7,50
		8	85,13	67,05	93,39	78,58	9280,03	7,50
		12	84,52	65,94	89,44	79,45	9507,74	7,50
		15	84,96	65,69	88,48	80,19	9860,80	7,50
	9	4,5	84,06	65,60	113,52	74,70	11492,51	9,00
		8	85,19	67,07	96,66	78,90	11110,74	9,00
		12	84,87	66,80	91,71	79,95	11094,55	9,00
		15	85,31	67,10	90,07	80,70	11052,31	9,00



Tagua [°C]	\dot{m} agua [kg/min]	\dot{m} aceite [Hz]	tfs [°C]	Tfe [°C]	tce [°C]	tcs [°C]	W [w]	\dot{m}_f [kg/min]
95	2,5	4,5	95,02	74,15	96,39	86,81	3850,85	2,50
		8	94,88	73,92	95,26	89,51	3808,08	2,50
		12	95,00	74,02	95,10	91,03	3771,45	2,50
		15	95,00	74,16	95,03	91,73	3767,14	2,50
		20	94,83	73,97	94,87	92,30	3807,67	2,50
		25	94,87	75,20	94,85	92,92	3466,45	2,50
		30	94,99	75,76	94,99	93,40	3325,37	2,50
		35	94,82	75,66	94,86	93,47	3304,86	2,50
	5	4,5	95,31	77,87	102,09	86,74	6302,75	5,00
		8	95,10	77,62	98,15	88,67	6367,59	5,00
		12	95,13	77,64	96,61	89,92	6349,15	5,00
		15	94,84	77,37	95,75	90,28	6339,60	5,00
		20	95,25	77,65	95,74	91,53	6394,40	5,00
		25	95,02	77,51	95,27	91,92	6213,70	5,00
		30	95,19	77,59	95,38	92,54	6216,27	5,00
		35	94,91	74,09	95,05	92,16	7154,09	5,00
	7,5	4,5	95,10	79,86	107,27	87,04	8129,18	7,50
		8	95,10	79,82	101,32	89,06	8171,04	7,50
		12	95,08	79,75	98,47	89,91	8152,73	7,50
		15	94,91	79,55	97,20	90,19	8170,57	7,50
		20	94,98	79,55	96,31	90,93	8153,21	7,50
		25	95,27	79,70	96,14	91,76	8196,51	7,50
		30	95,20	79,49	95,85	92,09	8296,88	7,50
		35	95,30	79,30	95,74	92,47	8213,41	7,50
	8,5	4,5	95,11	78,06	111,79	86,45	10316,23	8,50
		8	94,94	78,16	103,71	88,58	10164,73	8,50
		12	95,40	78,70	100,43	89,90	10086,41	8,50
		15	95,02	78,49	98,45	90,03	9891,02	8,50
		20	94,88	77,44	97,18	90,30	10576,83	8,50
		25	95,30	78,72	96,67	91,42	9896,08	8,50
		30	95,13	79,24	96,04	91,81	9366,93	8,50
		35	94,98	79,55	95,63	92,08	8998,05	8,50



ANEXO B: Propiedades físicas de los fluidos

ρ_f [kg/m ³]	ρ_c [kg/m ³]	μ_f [Pa·s]	μ_c [m ² /s]	μ_c [Pa·s]	$C_{p,f}$ [J/Kg·K]	$C_{p,c}$ [J/Kg·K]	K_f [W/m·K]	K_c [W/m·K]
988,002	856,647	5,514E-04	9,132E-06	7,823E-03	4181,103	1938,799	0,642	0,115
988,183	857,254	5,552E-04	9,452E-06	8,103E-03	4180,999	1934,341	0,642	0,115
988,403	856,977	5,599E-04	9,304E-06	7,973E-03	4180,876	1936,379	0,641	0,115
988,167	856,862	5,548E-04	9,243E-06	7,920E-03	4181,008	1937,225	0,642	0,115
988,446	853,550	5,608E-04	7,738E-06	6,605E-03	4180,853	1961,548	0,641	0,115
988,071	856,477	5,528E-04	9,045E-06	7,747E-03	4181,064	1940,049	0,642	0,115
988,558	856,920	5,632E-04	9,274E-06	7,947E-03	4180,792	1936,796	0,641	0,115
988,475	856,761	5,614E-04	9,191E-06	7,874E-03	4180,837	1937,965	0,641	0,115
988,482	850,939	5,616E-04	6,809E-06	5,794E-03	4180,833	1980,731	0,641	0,115
988,561	855,510	5,633E-04	8,577E-06	7,337E-03	4180,790	1947,152	0,641	0,115
988,044	856,211	5,523E-04	8,912E-06	7,631E-03	4181,079	1942,004	0,642	0,115
988,755	856,186	5,675E-04	8,900E-06	7,620E-03	4180,688	1942,187	0,640	0,115
988,709	848,666	5,665E-04	6,137E-06	5,208E-03	4180,712	1997,428	0,640	0,115
988,717	854,444	5,667E-04	8,103E-06	6,924E-03	4180,708	1954,981	0,640	0,115
988,642	855,539	5,650E-04	8,590E-06	7,349E-03	4180,747	1946,944	0,641	0,115
988,605	855,697	5,642E-04	8,664E-06	7,414E-03	4180,767	1945,783	0,641	0,115
984,482	851,575	4,871E-04	7,018E-06	5,976E-03	4183,600	1976,057	0,651	0,115
984,558	851,937	4,883E-04	7,142E-06	6,084E-03	4183,537	1973,399	0,651	0,115
984,628	851,722	4,894E-04	7,068E-06	6,020E-03	4183,480	1974,982	0,651	0,115
984,581	851,548	4,887E-04	7,009E-06	5,968E-03	4183,518	1976,256	0,651	0,115
984,756	848,815	4,915E-04	6,177E-06	5,243E-03	4183,377	1996,330	0,651	0,115
984,738	851,314	4,912E-04	6,931E-06	5,900E-03	4183,391	1977,975	0,651	0,115



ρ_f [kg/m ³]	ρ_c [kg/m ³]	μ_f [Pa·s]	μ_c [m ² /s]	μ_c [Pa·s]	Cp_f [J/Kg·K]	Cp_c [J/Kg·K]	K_f [W/m·K]	K_c [W/m·K]
984,661	851,613	4,900E-04	7,031E-06	5,987E-03	4183,454	1975,778	0,651	0,115
984,663	851,549	4,900E-04	7,009E-06	5,969E-03	4183,452	1976,247	0,651	0,115
984,445	846,204	4,865E-04	5,521E-06	4,672E-03	4183,630	2015,509	0,651	0,114
984,501	850,038	4,874E-04	6,529E-06	5,550E-03	4183,584	1987,350	0,651	0,115
984,475	850,770	4,870E-04	6,755E-06	5,747E-03	4183,605	1981,969	0,651	0,115
984,436	850,931	4,864E-04	6,806E-06	5,792E-03	4183,637	1980,786	0,652	0,115
984,106	844,973	4,811E-04	5,250E-06	4,436E-03	4183,912	2024,552	0,652	0,114
984,345	849,467	4,849E-04	6,361E-06	5,403E-03	4183,712	1991,541	0,652	0,115
983,982	850,063	4,792E-04	6,536E-06	5,556E-03	4184,016	1987,164	0,652	0,115
983,878	850,457	4,776E-04	6,657E-06	5,661E-03	4184,105	1984,271	0,653	0,115
979,564	846,476	4,201E-04	5,584E-06	4,727E-03	4188,226	2013,510	0,661	0,114
979,500	846,511	4,194E-04	5,592E-06	4,734E-03	4188,293	2013,256	0,661	0,114
979,515	846,290	4,196E-04	5,541E-06	4,689E-03	4188,277	2014,878	0,661	0,114
979,496	846,175	4,193E-04	5,514E-06	4,666E-03	4188,297	2015,724	0,661	0,114
979,776	843,601	4,226E-04	4,971E-06	4,194E-03	4188,004	2034,628	0,660	0,114
979,807	846,164	4,229E-04	5,512E-06	4,664E-03	4187,972	2015,805	0,660	0,114
979,712	846,191	4,218E-04	5,518E-06	4,669E-03	4188,071	2015,604	0,660	0,114
980,581	846,910	4,322E-04	5,687E-06	4,816E-03	4187,182	2010,325	0,659	0,114
980,563	841,452	4,320E-04	4,580E-06	3,854E-03	4187,199	2050,413	0,659	0,114
980,418	844,858	4,302E-04	5,225E-06	4,415E-03	4187,346	2025,398	0,659	0,114
980,312	845,438	4,289E-04	5,350E-06	4,523E-03	4187,454	2021,138	0,659	0,114
980,285	845,684	4,286E-04	5,404E-06	4,570E-03	4187,481	2019,332	0,660	0,114
980,150	839,814	4,270E-04	4,314E-06	3,623E-03	4187,619	2062,446	0,660	0,114
980,141	844,134	4,269E-04	5,077E-06	4,285E-03	4187,628	2030,711	0,660	0,114
980,043	844,966	4,257E-04	5,248E-06	4,435E-03	4187,729	2024,599	0,660	0,114



ρ_f [kg/m ³]	ρ_c [kg/m ³]	μ_f [Pa·s]	μ_c [m ² /s]	μ_c [Pa·s]	Cp f [J/Kg·K]	Cp c [J/Kg·K]	K f [W/m·K]	K c [W/m·K]
980,053	845,259	4,258E-04	5,311E-06	4,489E-03	4187,719	2022,451	0,660	0,114
975,133	841,878	3,759E-04	4,654E-06	3,918E-03	4193,195	2047,288	0,667	0,114
975,447	841,478	3,787E-04	4,585E-06	3,858E-03	4192,823	2050,223	0,667	0,114
975,413	841,061	3,784E-04	4,514E-06	3,797E-03	4192,864	2053,284	0,667	0,114
975,369	840,852	3,780E-04	4,480E-06	3,767E-03	4192,915	2054,819	0,667	0,114
975,517	839,385	3,793E-04	4,248E-06	3,566E-03	4192,740	2065,600	0,666	0,114
975,781	841,301	3,816E-04	4,555E-06	3,832E-03	4192,430	2051,522	0,666	0,114
975,583	841,148	3,798E-04	4,529E-06	3,809E-03	4192,663	2052,648	0,666	0,114
976,168	841,713	3,851E-04	4,625E-06	3,893E-03	4191,979	2048,493	0,666	0,114
974,251	836,583	3,686E-04	3,857E-06	3,226E-03	4194,256	2086,175	0,668	0,113
974,148	839,721	3,677E-04	4,300E-06	3,611E-03	4194,382	2063,125	0,668	0,114
974,673	840,554	3,720E-04	4,431E-06	3,725E-03	4193,746	2057,007	0,667	0,114
974,617	840,614	3,716E-04	4,441E-06	3,733E-03	4193,814	2056,573	0,668	0,114
974,919	835,316	3,741E-04	3,698E-06	3,089E-03	4193,451	2095,487	0,667	0,113
974,126	838,746	3,676E-04	4,154E-06	3,484E-03	4194,408	2070,289	0,668	0,113
974,307	839,804	3,690E-04	4,313E-06	3,622E-03	4194,189	2062,522	0,668	0,114
974,080	840,045	3,672E-04	4,350E-06	3,654E-03	4194,464	2060,746	0,668	0,114
968,669	836,674	3,309E-04	3,869E-06	3,237E-03	4201,416	2085,506	0,673	0,113
968,794	836,249	3,316E-04	3,814E-06	3,189E-03	4201,249	2088,633	0,673	0,113
968,720	835,880	3,312E-04	3,767E-06	3,149E-03	4201,348	2091,341	0,673	0,113
968,673	835,709	3,310E-04	3,746E-06	3,131E-03	4201,412	2092,595	0,673	0,113
968,794	835,598	3,316E-04	3,732E-06	3,119E-03	4201,249	2093,412	0,673	0,113
968,366	835,438	3,293E-04	3,713E-06	3,102E-03	4201,825	2094,591	0,674	0,113
968,133	835,268	3,280E-04	3,692E-06	3,084E-03	4202,140	2095,837	0,674	0,113
968,225	835,284	3,285E-04	3,694E-06	3,086E-03	4202,015	2095,722	0,674	0,113



ρ_f [kg/m ³]	ρ_c [kg/m ³]	μ_f [Pa·s]	μ_c [m ² /s]	μ_c [Pa·s]	Cp_f [J/Kg·K]	Cp_c [J/Kg·K]	K_f [W/m·K]	K_c [W/m·K]
967,301	835,148	3,238E-04	3,678E-06	3,072E-03	4203,275	2096,717	0,674	0,113
967,459	835,693	3,246E-04	3,744E-06	3,129E-03	4203,058	2092,715	0,674	0,113
967,442	835,772	3,245E-04	3,754E-06	3,137E-03	4203,081	2092,137	0,674	0,113
967,634	835,907	3,255E-04	3,771E-06	3,152E-03	4202,818	2091,142	0,674	0,113
967,397	835,571	3,243E-04	3,729E-06	3,116E-03	4203,142	2093,611	0,674	0,113
967,525	835,593	3,249E-04	3,732E-06	3,118E-03	4202,968	2093,451	0,674	0,113
967,439	835,395	3,245E-04	3,708E-06	3,097E-03	4203,086	2094,905	0,674	0,113
968,727	835,587	3,313E-04	3,731E-06	3,118E-03	4201,339	2093,491	0,673	0,113
966,684	833,663	3,208E-04	3,506E-06	2,923E-03	4204,124	2107,630	0,675	0,113
966,698	834,728	3,209E-04	3,628E-06	3,028E-03	4204,105	2099,804	0,675	0,113
966,729	835,270	3,210E-04	3,693E-06	3,084E-03	4204,061	2095,821	0,675	0,113
966,858	835,539	3,216E-04	3,725E-06	3,113E-03	4203,884	2093,850	0,675	0,113
966,834	835,579	3,215E-04	3,730E-06	3,117E-03	4203,917	2093,551	0,675	0,113
966,681	835,400	3,208E-04	3,708E-06	3,098E-03	4204,129	2094,865	0,675	0,113
966,778	835,389	3,212E-04	3,707E-06	3,097E-03	4203,994	2094,945	0,675	0,113
966,809	835,316	3,214E-04	3,698E-06	3,089E-03	4203,951	2095,483	0,675	0,113
967,304	832,597	3,238E-04	3,391E-06	2,823E-03	4203,270	2115,455	0,674	0,113
967,328	834,210	3,239E-04	3,568E-06	2,976E-03	4203,237	2103,607	0,674	0,113
966,983	834,742	3,222E-04	3,630E-06	3,030E-03	4203,712	2099,704	0,675	0,113
967,187	835,243	3,232E-04	3,689E-06	3,081E-03	4203,431	2096,020	0,674	0,113
967,597	835,514	3,253E-04	3,722E-06	3,110E-03	4202,870	2094,029	0,674	0,113
967,010	835,349	3,224E-04	3,702E-06	3,093E-03	4203,674	2095,244	0,675	0,113
966,889	835,414	3,218E-04	3,710E-06	3,099E-03	4203,841	2094,766	0,675	0,113
966,834	835,452	3,215E-04	3,715E-06	3,103E-03	4203,917	2094,487	0,675	0,113



ANEXO C: Programación en Mathcad del método de Wilson con datos iniciales

Datos tomados de la maquina:

datos :=



C:\...\Datos_método_Wilson_fer_refinado.xls

Tfs := datos⁽⁰⁾

Tfe := datos⁽¹⁾

Tce := datos⁽²⁾

Tcs := datos⁽³⁾

Qc := datos⁽⁴⁾

mf0 := datos⁽⁵⁾

datos =

	0	1	2
0	54.912	43.948	57.896
1	54.941	43.063	55.488
2	53.894	43.06	55.334
3	55.061	43.02	55.239
4	55.18	41.57	68.4
5	55.011	43.525	58.239
6	54.856	41.357	56.804
7	55.079	41.531	56.494
8	54.967	41.608	77.174
9	54.661	41.534	...

Caudal del liquido frio [Kg/s]:

$$mf := \frac{mf0}{60}$$

Propiedades aceite y agua:

propiedades :=



C:\...\Datos_método_Wilson_fer_refinado.xls



$\rho_f := \text{propiedades}^{(0)}$

$\rho_c := \text{propiedades}^{(1)}$

$\mu_f := \text{propiedades}^{(2)}$

$\mu_c := \text{propiedades}^{(4)}$

$C_{pf} := \text{propiedades}^{(5)}$

$C_{pc} := \text{propiedades}^{(6)}$

propiedades =

	0	1
0	988.002	856.647
1	988.183	857.254
2	988.403	856.977
3	988.167	856.862
4	988.446	853.55
5	988.071	856.477
6	988.558	...

$K_f := \text{propiedades}^{(7)}$

$K_c := \text{propiedades}^{(8)}$

Caudal del aceite [Kg/s]:

$$m_c := \frac{Q_c}{C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}$$

Geometría intercambiador:

$$L := 0.4725$$

$$w := 0.175$$

$$b := 2.4 \cdot 10^{-3}$$

$$N := 20$$

$$N_{utiles} := 18$$

$$L_c := 2 \cdot b$$

$$L_c = 4.8 \times 10^{-3}$$

$$A_{corrugación} := 0.10089$$

$$A_{total} := N_{utiles} \cdot A_{corrugación}$$

$$A_{total} = 1.816$$

**Velocidad [m/s]:**

$$V_c := \frac{\left(\frac{m_c}{8} \right)}{(\rho_c \cdot b \cdot w)}$$

$$V_f := \frac{\left(\frac{m_f}{9} \right)}{(\rho_f \cdot b \cdot w)}$$

Reynolds :

$$Re_c := \frac{(\rho_c \cdot L_c \cdot V_c)}{\mu_c}$$

$$Re_f := \frac{(\rho_f \cdot L_c \cdot V_f)}{\mu_f}$$

Prandtl :

$$Pr_c := \frac{(C_{p_c} \cdot \mu_c)}{K_c}$$

$$Pr_f := \frac{(C_{p_f} \cdot \mu_f)}{K_f}$$

Coeficiente global de transferencia de calor:

$$Q_f := [m_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe})]$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)}$$

$$U := \frac{Q_f}{A_{total} \cdot \Delta T_{lm}}$$

Primer ajuste del metodo de Wilson (a=1):**1ª ecuacion:**

$$a_1 := 1$$

$$x1(a) := \frac{K_c \cdot Rec^a \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}}}{K_f \cdot Ref^a \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}}}$$

$$y1(a) := \frac{K_c \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \cdot Rec^a}{U \cdot L_c}$$

$$m1(a) := \text{slope}(x1(a), y1(a))$$

$$b1(a) := \text{intercept}(x1(a), y1(a))$$

$$m1(a_1) = 31.099$$

$$b1(a_1) = 16.18$$



$$C_f(a) := \frac{1}{m1(a)}$$

$$C_c(a) := \frac{1}{b1(a)}$$

$$C_f(a_1) = 0.032$$

$$C_c(a_1) = 0.062$$

2ª ecuación:

$$x2(a) := \ln(Rec)$$

$$y2(a) := \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{Lc}{Kf \cdot Ref^a \cdot Prf^{\frac{1}{3}} \cdot C_f(a)} \right) \cdot Kc \cdot \frac{Prc^{\frac{1}{3}}}{Lc}} \right]$$

$$m2(a) := \text{slope}(x2(a), y2(a))$$

$$m2(a_1) = 0.85$$

$$a := \begin{cases} \text{error} \leftarrow 10^{-6} \\ a_0 \leftarrow a_1 \\ a_{\text{new}} \leftarrow m2(a_0) \\ \text{while } |a_{\text{new}} - a_0| > \text{error} \\ \quad \begin{cases} a_0 \leftarrow a_{\text{new}} \\ a_{\text{new}} \leftarrow m2(a_0) \end{cases} \\ a_{\text{new}} \end{cases}$$

$$a = 0.788$$

$$C_f(a) = 0.116$$

$$C_c(a) = 0.164$$

**Coeficiente convección frío:**

$$Nu_f(a) := \overrightarrow{\left(C_f(a) \cdot Re_f^a \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \right)}$$

$$h_f(a) := \overrightarrow{\left(Nu_f(a) \cdot \frac{K_f}{L_c} \right)}$$

Coeficiente convección caliente:

$$Nu_c(a) := \overrightarrow{\left(C_c(a) \cdot Re_c^a \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \right)}$$

$$h_c(a) := \overrightarrow{\left(Nu_c(a) \cdot \frac{K_c}{L_c} \right)}$$

Comprobación:

$$\text{comprobación1} := \frac{1}{U}$$

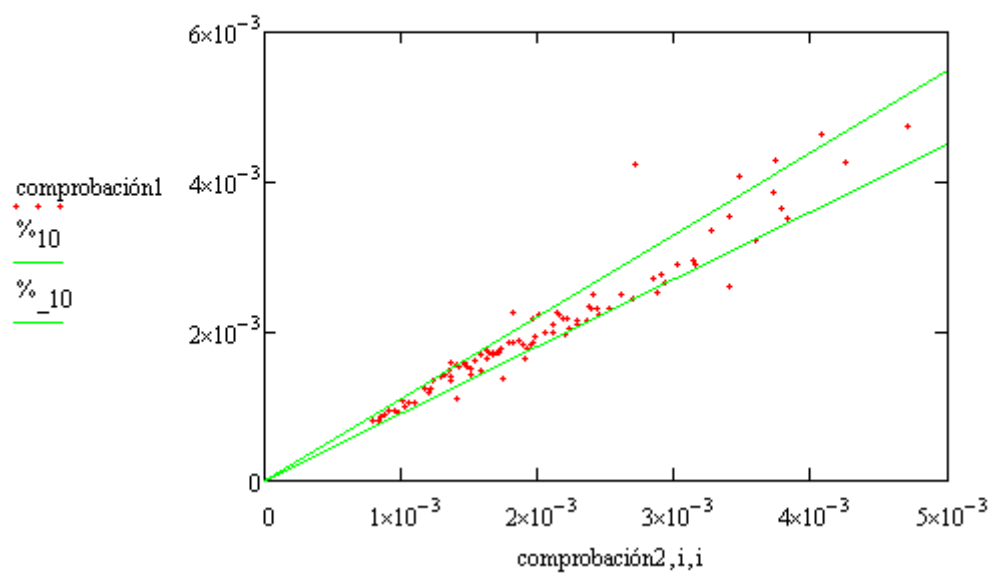
$$\text{comprobación2} := \overrightarrow{\left(\frac{1}{h_c(a)} + \frac{1}{h_f(a)} \right)}$$



$$i := \begin{pmatrix} 0 \\ 5 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$\%_{10} := \begin{pmatrix} 0 \\ 5.5 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$\%_{-10} := \begin{pmatrix} 0 \\ 4.5 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}$$





ANEXO D: Datos experimentales para hallar el factor de fricción de Fanning

F [Hz]	T [°C]	ΔP_{med} [bar]	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	μ [Pa·s]	\dot{m} [kg/min]
5,00	21,071	0,075	874,915	4,499E-05	0,039	11,747
10,00	21,062	0,200	874,920	4,503E-05	0,039	23,114
15,00	21,186	0,350	874,853	4,459E-05	0,039	34,343
20,00	21,474	0,522	874,697	4,359E-05	0,038	45,427
25,00	21,938	0,718	874,445	4,207E-05	0,037	56,358
30,00	22,655	0,928	874,056	3,987E-05	0,035	67,123
7,50	22,874	0,129	873,938	3,923E-05	0,034	17,486
12,50	22,797	0,255	873,980	3,945E-05	0,034	28,755
17,50	22,870	0,410	873,940	3,924E-05	0,034	39,886
22,50	23,134	0,593	873,797	3,850E-05	0,034	50,872
27,50	23,696	0,789	873,492	3,698E-05	0,032	61,698
32,50	26,381	0,957	872,036	3,092E-05	0,027	72,236
35,00	29,627	0,991	870,276	2,547E-05	0,022	77,282
7,50	12,644	0,179	879,485	1,056E-04	0,093	17,245
10,00	12,654	0,280	879,479	1,054E-04	0,093	22,980
12,50	12,735	0,379	879,435	1,043E-04	0,092	28,682
15,00	12,901	0,480	879,345	1,021E-04	0,090	34,348
17,50	13,164	0,579	879,203	9,869E-05	0,087	39,976
20,00	13,540	0,683	878,999	9,416E-05	0,083	45,563
22,50	14,030	0,789	878,733	8,873E-05	0,078	51,108
25,00	14,657	0,896	878,393	8,249E-05	0,072	56,605
25,00	15,418	0,873	877,981	7,580E-05	0,067	56,581
22,50	16,018	0,738	877,655	7,112E-05	0,062	51,060
20,00	16,408	0,618	877,444	6,832E-05	0,060	45,518
17,50	16,642	0,509	877,317	6,672E-05	0,059	39,949
15,00	16,795	0,409	877,234	6,571E-05	0,058	34,350
12,50	16,861	0,320	877,198	6,528E-05	0,057	28,718
10,00	16,867	0,239	877,195	6,524E-05	0,057	23,052
7,50	16,856	0,160	877,201	6,531E-05	0,057	17,351
5,00	16,820	0,082	877,220	6,555E-05	0,057	11,615
7,50	16,787	0,161	877,238	6,576E-05	0,058	17,350
10,00	16,805	0,237	877,228	6,564E-05	0,058	23,051
12,50	16,888	0,319	877,184	6,511E-05	0,057	28,718
15,00	17,036	0,404	877,103	6,416E-05	0,056	34,350
17,50	17,277	0,495	876,973	6,268E-05	0,055	39,944
20,00	17,614	0,593	876,790	6,069E-05	0,053	45,498



F [Hz]	T [°C]	ΔP_{med} [bar]	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	μ [Pa·s]	\dot{m} [kg/min]
22,50	18,046	0,691	876,556	5,829E-05	0,051	51,009
25,00	18,596	0,792	876,257	5,543E-05	0,049	56,475
27,50	19,291	0,892	875,880	5,214E-05	0,046	61,891
27,50	20,114	0,874	875,434	4,862E-05	0,043	61,856
25,00	20,668	0,749	875,134	4,647E-05	0,041	56,403
22,50	20,999	0,637	874,954	4,525E-05	0,040	50,931
20,00	21,211	0,530	874,839	4,450E-05	0,039	45,432
17,50	21,340	0,433	874,769	4,405E-05	0,039	39,904
15,00	21,389	0,349	874,743	4,388E-05	0,038	34,343
12,50	21,383	0,270	874,746	4,390E-05	0,038	28,748
10,00	21,349	0,200	874,765	4,402E-05	0,039	23,118
7,50	21,286	0,140	874,799	4,424E-05	0,039	17,453
5,00	21,222	0,079	874,833	4,446E-05	0,039	11,752
16,00	18,582	0,487	876,265	5,550E-05	0,049	36,586
20,00	19,247	0,636	875,904	5,234E-05	0,046	45,469
24,00	20,215	0,796	875,380	4,822E-05	0,042	54,237
28,00	22,359	0,865	874,217	4,075E-05	0,036	62,837
12,00	93,520	0,097	835,634	3,737E-06	0,003	26,725
16,00	92,224	0,157	836,336	3,825E-06	0,003	34,785
20,00	90,369	0,229	837,342	3,957E-06	0,003	42,822
24,00	90,226	0,318	837,419	3,967E-06	0,003	50,700
28,00	89,831	0,422	837,634	3,997E-06	0,003	58,514
32,00	90,207	0,530	837,430	3,969E-06	0,003	66,177
36,00	90,832	0,649	837,091	3,923E-06	0,003	73,715
40,00	91,858	0,780	836,534	3,850E-06	0,003	81,098
44,00	92,075	0,923	836,417	3,835E-06	0,003	88,477
45,50	91,729	0,985	836,604	3,859E-06	0,003	91,280
20,00	94,926	0,228	834,871	3,645E-06	0,003	42,560
25,00	97,443	0,335	833,507	3,489E-06	0,003	52,116
40,00	98,787	0,751	832,778	3,410E-06	0,003	80,237
30,00	101,627	0,457	831,238	3,253E-06	0,003	61,290
16,00	105,683	0,157	829,039	3,047E-06	0,003	34,141
12,00	107,147	0,099	828,245	2,978E-06	0,002	26,241
20,00	111,380	0,216	825,950	2,791E-06	0,002	41,520
24,00	110,340	0,297	826,514	2,835E-06	0,002	49,197
28,00	110,868	0,393	826,227	2,813E-06	0,002	56,666
32,00	111,608	0,492	825,826	2,782E-06	0,002	64,010
36,00	112,420	0,601	825,386	2,748E-06	0,002	71,238
40,00	113,098	0,721	825,018	2,721E-06	0,002	78,375
44,00	113,773	0,852	824,652	2,694E-06	0,002	85,405
47,00	114,522	0,957	824,246	2,664E-06	0,002	90,570



F [Hz]	T [°C]	ΔP_{med} [bar]	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	μ [Pa·s]	\dot{m} [kg/min]
47,50	115,096	0,971	823,935	2,642E-06	0,002	91,353
16,00	117,920	0,148	822,404	2,537E-06	0,002	33,471
20,00	118,494	0,214	822,093	2,517E-06	0,002	41,026
24,00	119,132	0,292	821,746	2,494E-06	0,002	48,471
28,00	119,906	0,383	821,327	2,468E-06	0,002	55,799
32,00	120,792	0,476	820,847	2,437E-06	0,002	63,005
36,00	121,614	0,581	820,401	2,410E-06	0,002	70,108
40,00	122,526	0,697	819,906	2,380E-06	0,002	77,088
44,00	123,522	0,822	819,366	2,348E-06	0,002	83,943
48,00	124,584	0,959	818,790	2,315E-06	0,002	90,672
49,00	125,374	0,988	818,362	2,291E-06	0,002	92,247
16,00	129,730	0,142	816,000	2,164E-06	0,002	32,748
20,00	130,601	0,206	815,528	2,140E-06	0,002	40,121
24,00	128,535	0,285	816,648	2,197E-06	0,002	47,650
28,00	129,022	0,371	816,384	2,183E-06	0,002	54,880
32,00	130,023	0,463	815,842	2,155E-06	0,002	61,949
36,00	130,881	0,565	815,376	2,132E-06	0,002	68,922
40,00	131,865	0,677	814,843	2,105E-06	0,002	75,766
44,00	133,354	0,799	814,035	2,066E-06	0,002	82,416
48,00	135,375	0,925	812,940	2,015E-06	0,002	88,846
50,00	138,649	0,984	811,165	1,936E-06	0,002	91,601
48,00	141,410	0,907	809,667	1,874E-06	0,002	87,798
44,00	140,836	0,779	809,978	1,886E-06	0,002	81,219
40,00	138,277	0,662	811,366	1,945E-06	0,002	74,832
36,00	136,374	0,556	812,398	1,990E-06	0,002	68,197
32,00	135,465	0,456	812,891	2,013E-06	0,002	61,305
28,00	134,993	0,364	813,147	2,025E-06	0,002	54,254
24,00	134,625	0,279	813,347	2,034E-06	0,002	47,092
20,00	134,788	0,207	813,258	2,030E-06	0,002	39,790
16,00	53,896	0,220	857,118	9,379E-06	0,008	36,086
20,00	54,102	0,300	857,006	9,319E-06	0,008	44,512
24,00	54,345	0,394	856,874	9,250E-06	0,008	52,842
28,00	54,701	0,493	856,681	9,149E-06	0,008	61,070
32,00	55,267	0,618	856,374	8,994E-06	0,008	69,185
36,00	56,051	0,758	855,949	8,784E-06	0,008	77,177
40,00	57,055	0,902	855,405	8,528E-06	0,007	85,037
42,00	58,607	0,970	854,563	8,154E-06	0,007	88,808
40,00	59,668	0,894	853,988	7,913E-06	0,007	84,764
36,00	56,266	0,760	855,833	8,729E-06	0,007	77,158
40,00	50,906	0,932	858,739	1,032E-05	0,009	85,666
36,00	52,496	0,773	857,877	9,800E-06	0,008	77,494



F [Hz]	T [°C]	ΔP_{med} [bar]	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	μ [Pa·s]	\dot{m} [kg/min]
32,00	53,505	0,629	857,330	9,494E-06	0,008	69,319
28,00	53,996	0,500	857,064	9,350E-06	0,008	61,115
24,00	54,176	0,394	856,966	9,298E-06	0,008	52,850
20,00	54,131	0,303	856,990	9,311E-06	0,008	44,511
16,00	53,891	0,222	857,120	9,380E-06	0,008	36,087
12,00	84,341	0,108	840,610	4,440E-06	0,004	26,995
16,00	82,307	0,168	841,713	4,625E-06	0,004	35,198
20,00	77,778	0,246	844,169	5,083E-06	0,004	43,489
24,00	79,459	0,335	843,257	4,905E-06	0,004	51,415
28,00	80,791	0,441	842,535	4,771E-06	0,004	59,235
32,00	81,773	0,555	842,003	4,676E-06	0,004	66,963
36,00	82,149	0,679	841,799	4,640E-06	0,004	74,640
40,00	82,120	0,810	841,815	4,643E-06	0,004	82,266
44,00	81,819	0,944	841,978	4,671E-06	0,004	89,841
40,00	81,042	0,812	842,399	4,746E-06	0,004	82,392
36,00	80,512	0,684	842,686	4,798E-06	0,004	74,810
32,00	80,136	0,554	842,890	4,836E-06	0,004	67,111
28,00	80,135	0,445	842,891	4,836E-06	0,004	59,286
24,00	80,053	0,335	842,935	4,845E-06	0,004	51,378
20,00	80,193	0,245	842,860	4,830E-06	0,004	43,368
16,00	80,321	0,169	842,790	4,818E-06	0,004	35,274
12,00	80,265	0,111	842,820	4,823E-06	0,004	27,100



ANEXO E: Programación en Mathcad para hallar el caudal de aceite

datos :=



C:\Doc...\hoja resumen mathcad.xls

datos =

	0	1	2
0	5	22	12.35
1	10	22	23.4
2	15	22	34.4
3	20	22	44.925
4	25	22	...

$X := \text{datos}^{(0)}$

$Y := \text{datos}^{(1)}$

$Z := \text{datos}^{(2)}$

$M := \text{augment}(X, Y)$

$V := Z$

$n := 2$

Se define la función regress:

$R := \text{regress}(M, V, n)$

$$R = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -3.27 \times 10^{-3} \\ -2.688 \times 10^{-4} \\ 0.058 \\ -0.853 \\ 2.384 \\ -2.753 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$f(x, y) := \text{interp}\left[R, M, V, \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}\right]$$



datosperdida :=



C:\Docu...\datos_perdida_carga.xls

_____→
frecuencia := datosperdida⁽⁰⁾
_____→
temperatura := datosperdida⁽¹⁾
_____→
M := f(frecuencia, temperatura)

M =

	0
0	11.363
1	18.956
2	27.563
3	33.955
4	11.431
5	18.959
6	27.562
7	...



ANEXO F: Programa en Mathcad para calcular el factor de fricción de Fanning.

Datos geométricos:

$$\begin{aligned} D_1 &:= 0.0224 & w &:= 0.175 \\ D &:= 0.054 & H &:= 0.519 \\ b &:= 2.4 \cdot 10^{-3} & N &:= 20 \\ L_c &:= 2 \cdot b & N_{\text{utiles}} &:= 18 \\ L_c &:= 4.8 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

Datos experimentales y propiedades físicas:

datos :=



datos_perdida_carga.xls

$$\Delta P_{\text{bar}} := \text{datos}^{(2)}$$

$$\Delta P_{\text{med}} := \Delta P_{\text{bar}} \cdot 10^5$$

$$\rho := \text{datos}^{(3)}$$

$$\mu := \text{datos}^{(5)}$$

$$\text{caudal} := \text{datos}^{(6)}$$

datos =

	0	1	2
0	10	21.071	0.075
1	20	21.062	0.2
2	30	21.186	0.35
3	40	21.474	0.522
4	50	21.938	0.718
5	60	22.655	0.928
6	15	22.874	0.129
7	25	22.797	0.255
8	35	22.87	0.41
9	45	23.134	0.593
10	55	23.696	0.789
11	65	26.381	...

Velocidades:

$$v_{\text{tubo}} := \frac{\left(\frac{\text{caudal}}{60} \right)}{\rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_1^2}{4} \right)}$$

$$v_{\text{intercambiador}} := \frac{\left[\frac{\text{caudal}}{\left(\frac{N_{\text{utiles}}}{2} - 1 \right) \cdot 60} \right]}{(\rho \cdot b \cdot w)}$$

v_{tubo} =

	0
0	0.568
1	1.117
2	1.66
3	2.196
4	2.726
5	3.248
6	0.846
7	1.391
8	1.93
9	2.462
10	2.987
11	...

v_{intercambiador} =

	0
0	0.067
1	0.131
2	0.195
3	0.258
4	0.32
5	0.381
6	0.099
7	0.163
8	0.226
9	0.289
10	...

Calculo de perdidas singulares:

Codos :

$$K_c := 0.5$$

Expansión :



$$K_{eb} := \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right)^2 \quad K_{eb} = 0.685$$

Contracción :

$$K_{cb} := 0.42 \cdot \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2}\right) \quad K_{cb} = 0.348$$

$$\Delta P_{sing} := \overrightarrow{\left[(K_c + K_{eb} + K_{cb}) \cdot \rho \cdot v_{tubo}^2 \cdot \frac{1}{2} \right]}$$

$$\Delta P_{sing} =$$

	0
0	216.272
1	837.291
2	$1.849 \cdot 10^3$
3	$3.235 \cdot 10^3$
4	$4.981 \cdot 10^3$
5	$7.068 \cdot 10^3$
6	479.746
7	$1.297 \cdot 10^3$
8	...

$$\Delta P_f = \overrightarrow{(\Delta P_{med} - \Delta P_{sing})}$$

$$\Delta P_f =$$

	0
0	$7.284 \cdot 10^3$
1	$1.916 \cdot 10^4$
2	$3.315 \cdot 10^4$
3	$4.895 \cdot 10^4$
4	$6.681 \cdot 10^4$
5	$8.572 \cdot 10^4$
6	$1.245 \cdot 10^4$
7	...

Factor de fricción:

$$f := \frac{\overrightarrow{\Delta P_f \cdot L_c}}{2 \cdot \rho \cdot v_{intercambiador}^2 \cdot H}$$

$$f =$$

	0
0	8.679
1	5.898
2	4.621
3	3.9
4	3.457
5	3.125
6	6.69
7	4.802
8	3.975
9	...

Representación gráfica:

$$Re := \frac{\overrightarrow{\rho \cdot v_{intercambiador} \cdot L_c}}{\mu}$$

$$Re =$$

	0
0	7.105
1	13.97
2	20.963
3	28.365
4	36.478
5	45.864
6	12.143
7	19.855
8	...



P.F.C.

Determinación experimental del coeficiente de convección
y el factor de fricción de un intercambiador de placas

Fernando González Nerga

